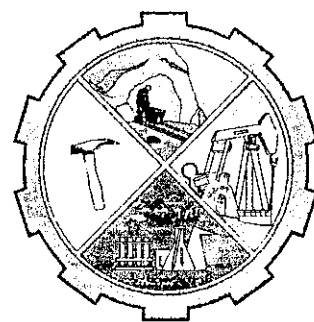


UNIVERSIDAD NACIONAL DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA DE MINAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA QUÍMICA



**"PROYECTO DE INSTALACIÓN DE UNA PLANTA DE ÁCIDO
SULFÚRICO A PARTIR DEL ENDULZAMIENTO DE LOS GASES
ÁCIDOS EN LA REFINERÍA DE TALARA"**

PRESENTADO POR
NELLY DEL PILAR QUINTANA ZAPATA
JANET DEL MILAGRO ZUÑIGA TRELLES

TESIS PARA OPTAR EL TITULO DE
INGENIERO QUÍMICO

PIURA - PERÚ
2014

CAPÍTULO VI: CÁLCULOS

BALANCE DE MATERIA

6.1.BALANCE DE MATERIA

6.1.1. Propiedades físicas del gas

Composición y condiciones de la corriente de gas de ácido alimentado al proceso de endulzamiento, del Cuadro 3.2:

Cuadro 3.2: Composición de la corriente de gas ácido en la Refinería Talara

Gas Seco	Operación
Flujo de Alimentación MMSCFD	74.6
Presión (Psig)	170
Temperatura (°F)	88

Composición	Vol. %
Sulfuro de Hidrógeno/ H ₂ S	6.4141
Dióxido de Carbono/ CO ₂	3.6079
Monóxido de Carbono/ CO	0.1105
Nitrógeno/ N ₂	9.2102
Oxígeno/ O ₂	0
Metano/ C ₁	27.3802
Etano/ C ₂	25.9570
Propano/ C ₃	2.5000
Butano/ C ₄	2.4810
Hidrógeno/ H ₂	22.3391
Total	100.0000

Fuente: Adaptada de Seminario Armestar, J. M. (2005). *Evaluación Técnica Económica para la Instalación de una Planta Recuperadora de Azufre en Refinería Talara*. (Tesis para optar el grado de Ingeniero Químico, Universidad Nacional de Piura). (p. 94).

El valor constante R depende de las unidades empleadas de presión, volumen y temperatura.

Considerando para un gas ideal según la hipótesis de Avogadro para 1 lb mol se tiene:

Según Bänzars, S.C. (1996) (PP. 11-29): La Hipótesis de Avogadro establece que 1 lbmol de cualquier gas ideal ocupa un volumen de 379.4 pies³ a 14.7 psi (lpca) y 60°F (520 R).

Según la Ley ideal de los Gases:

$$PV = RTn \quad \text{Ecu (6.1)}$$

$$R = \frac{PV}{nT}$$

$$R = \frac{(14.7 \text{ psi})(379.4 \text{ pie}^3)}{(1 \text{ lbmol})(520 \text{ R})}$$

$$R = 10.725 \frac{\text{psi} \cdot \text{pie}^3}{\text{lbmol} \cdot \text{R}}$$

Gravedad Específica del Gas, γ_g

Se define como la razón de la densidad del gas a la densidad del aire, ambas medidas a las mismas condiciones de presión y temperatura. Como la gravedad del gas se mide generalmente a condiciones normales (14.7 lpc y 520 R) tanto el gas como el aire se comportan como gases ideales y pueden expresarse:

$$\gamma_g = \frac{\rho_g}{\rho_a} \quad \text{Ec. (6.2)}$$

$$\rho = \frac{m}{v} = \frac{PM}{RT} \quad \text{Ec. (6.3)}$$

Reemplazando la Ec.(6.3) en la Ec.(6.2) para el gas y el aire a las mismas condiciones de presión y temperatura:

$$\gamma_g = \frac{\frac{PM_g}{RT}}{\frac{PM_a}{RT}} = \frac{M_g}{M_a} \quad \text{Ec. (6.4)}$$

Dónde:

M_g = peso molecular del gas, lb/lb mol

M_a = peso molecular del aire; 28.96 lb/lb mol

$$M_g = \sum_{i=1}^n Y_i M_i \quad \text{Ec. (6.5)}$$

Dónde:

M_i = Peso molecular del componente i en la mezcla, lb/lb mol

Y_i =Componente i en la mezcla, fracción molar

n = Numero de componente en la mezcla

Cuadro 6.1: Fracción molar y peso molecular de los gases para el endulzamiento

	Componentes	% molar	Y_i	M_i
Gases Ácidos	H ₂ S	6.4141	0.064141	34.00
	CO ₂	3.6079	0.036079	44.00
Gases Dulces	CO	0.1105	0.001105	28.00
	N ₂	9.2102	0.092102	28.00
	CH ₄	27.3802	0.273802	16.03170
	C ₂ H ₆	25.9570	0.25957	30.04764
	C ₃ H ₈	2.5000	0.02500	44.10
	C ₄ H ₁₀	2.4810	0.02481	58.12
	H ₂	22.3391	0.223391	2.01588
	Total	100.0000	1.00000	284.31522

Fuente: Cuadro 3.2

Siendo $n = 9$, reemplazando en la Ec.(6.5):

$$M_g = \sum_{i=1}^9 Y_i M_i$$

Hallando M_g para el gas de Refinería,

$$M_g = 0.06414(34.00) + 0.036079(44.00) + 0.001105(28.00) + 0.092102(28.00) + 0.273802(16.03170) + 0.25957(30.04764) + 0.02500(44.10) + 0.02481(58.12) + 0.223391(2.01588)$$

$$M_g = 21.562 \frac{lb}{lbmol}$$

Reemplazando en (6.4):

$$\gamma_g = \frac{21.562 \text{ lb/lbmol}}{28.96 \text{ lb/lbmol}}$$

$$\gamma_g = 0.74454$$

Presión y Temperatura Seudocrítica, P_{sc} y T_{sc}

Cuadro 6.2: Propiedades física de los componentes del gas ácido

n	Componentes	Peso molecular (lb/lbmol)	Fracción Molar Y_i	Temperatura Crítica (R)	Presión Crítica (lpsca)
1	H ₂ S	34.00	0.064141	672.72	1306.473
2	CO ₂	44.00	0.036079	547.89	1070.603
3	CO	28.00	0.001105	239.64	507.4549
4	N ₂	28.00	0.092102	227.49	492.2446
5	CH ₄	16.03170	0.273802	343.464	667.1997
6	C ₂ H ₆	30.04764	0.25957	550.104	708.3484
7	C ₃ H ₈	44.10	0.02500	665.8	617.4
8	C ₄ H ₁₀	58.12	0.02481	765.4	550.7
9	H ₂	2.01588	0.223391	60.216	187.9651

Fuente: HYSYS vs 7.0

6.1.2. Factor de compresibilidad del gas, Z

Factor de compresibilidad, factor de desviación o factor z del gas:

$$PV = nzRT = \frac{m}{M} zRT \quad \text{Ec. (6.6)}$$

Este factor adimensional es afectado por presión, temperatura y composición del gas y varía por lo general entre 0.70 y 1.20; 1.00 representa el comportamiento ideal.

El valor de z para diferentes gases ha sido en base al Teorema de los Estados correspondientes, el cual establece que: a las mismas condiciones de presión y temperatura seudorreducidas, todos los gases, tienen el mismo factor de compresibilidad z . La presión y temperatura seudorreducidas P_{sr} y T_{sr} , están definidos por:

$$P_{sr} = \frac{P}{P'_{scM}} \quad \text{Ec. (6.7)}$$

$$T_{sr} = \frac{T}{T'_{scM}} \quad \text{Ec. (6.8)}$$

Donde P y T son la presión y temperatura absolutas a la cual se desea determinar z y P'_{scM} y T'_{scM} la presión y temperatura pseudocrítica. [51]

Se hallará a continuación los valores de z con diferentes métodos y se comparará con el dato obtenido en la simulación en HYSYS vs 7.0.

6.1.2.1. Correlación gráfica de standing, M.B y KATZ, D.L

Basado en el Teorema de los Estados correspondientes, Standing y Katz desarrollaron la correlación gráfica Fig. 6.1 presenta factores de compresibilidad de gases naturales a bajas presiones seudorreducidas y a presiones cercanas a la presión atmosférica, este método ha tenido bastante aceptación en la industria del petróleo por razones básicas: Exactitud dentro de un 3% en relación a los valores experimentales de z y facilidad en los cálculos.

Cuando el gas natural contiene significantes fracciones de dióxido de carbono (CO_2) y/o sulfuro de hidrógeno (H_2S), se recomienda utilizar la corrección hecha por Wichert y Aziz al método de Standing y Katz [51]. Esta corrección consiste en calcular la presión y temperatura pseudocrítica utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon = 120 \left[(y_{\text{CO}_2} + y_{\text{H}_2\text{S}})^{0.9} - (y_{\text{CO}_2} + y_{\text{H}_2\text{S}})^{1.6} \right] + 15(y_{\text{H}_2\text{S}}^{0.5} + y_{\text{H}_2\text{S}}^4) \quad \text{Ec. (6.9)}$$

$$T'_{scM} = \sum_{i=1}^n y_i T_{ci} - \varepsilon \quad \text{Ec. (6.10)}$$

$$P'_{scM} \frac{(\sum_{i=1}^n y_i P_{ci}) \cdot T'_{scM}}{\sum_{i=1}^n y_i T_{ci} + y_{H_2S}(1 - y_{H_2S})\epsilon} \quad \text{Ec. (6.11)}$$

Dónde:

ϵ : Factor de ajuste, °R

P_{ci} : Presión crítica del componente i, psia

T_{ci} : Temperatura crítica del componente i, °R

Y_{CO_2} : Contenido de CO_2 , fracción molar

y_{H_2S} : Contenido de H_2S , fracción molar

y_i : Contenido i en la mezcla, fracción molar

P'_{scM} : Presión pseudocrítica de la mezcla corregida por CO_2 y/o H_2S , psia.

T'_{scM} : Temperatura pseudocrítica de la mezcla corregida por CO_2 y/o H_2S , °R.

Wichert y Aziz determinaron que sus ecuaciones presentaron un error absoluto de 0.97% con un error máximo de 6.59% sobre el siguiente rango de datos: $154 \leq P$ (psia) ≤ 7026 y $40 < T$ (°F) < 300 , y para concentraciones de $CO_2 < 54.46\%$ (%molar) y $H_2S < 73.85\%$ (%molar).

Luego teniendo P'_{scM} y T'_{scM} corregidas por CO_2 y/o H_2S , se calcula P_{sr} y T_{sr} con los cuales se obtiene z de la Fig 6.1.

$$\epsilon = 120[(0.036079 + 0.064141)^{0.9} - (0.036079 + 0.064141)^{1.6}] + 15(0.064141^{0.5} - 0.064141^4)$$

$$\epsilon = 15.9110 \text{ R}$$

De la Ec.(6.10):

$$T'_{scM} = \sum_{i=1}^9 y_i T_{ci} - \epsilon$$

$$T'_{scM} = 370.0513 - 15.9110$$

$$T'_{scM} = 354.1402 \text{ R}$$

De la Ec.(6.11):

$$P'_{scM} = \frac{(\sum_{i=1}^{n=9} y_i P_{ci}) \cdot T'_{scM}}{\sum_{i=1}^{n=9} y_i T_{ci} + y_{H_2S}(1 - y_{H_2S})\epsilon}$$

$$P'_{scM} = \frac{(605.956405)(354.1402)}{(370.051255) + (0.064141)(1 - 0.064141)(15.9110438)}$$

$$P'_{scM} = 578.4093 \text{ psia}$$

Reemplazando datos en la Ec.(6.7):

$$P_{sr} = \frac{P}{P'_{scM}}$$

$$P_{sr} = \frac{184.7 \text{ psia}}{578.493 \text{ psia}}$$

$$P_{sr} = 0.32$$

Reemplazando datos en la Ec.(6.8):

$$T_{sr} = \frac{T}{T'_{scM}}$$

$$T_{sr} = \frac{548 \text{ R}}{354.1402 \text{ R}}$$

$$T_{sr} = 1.55$$

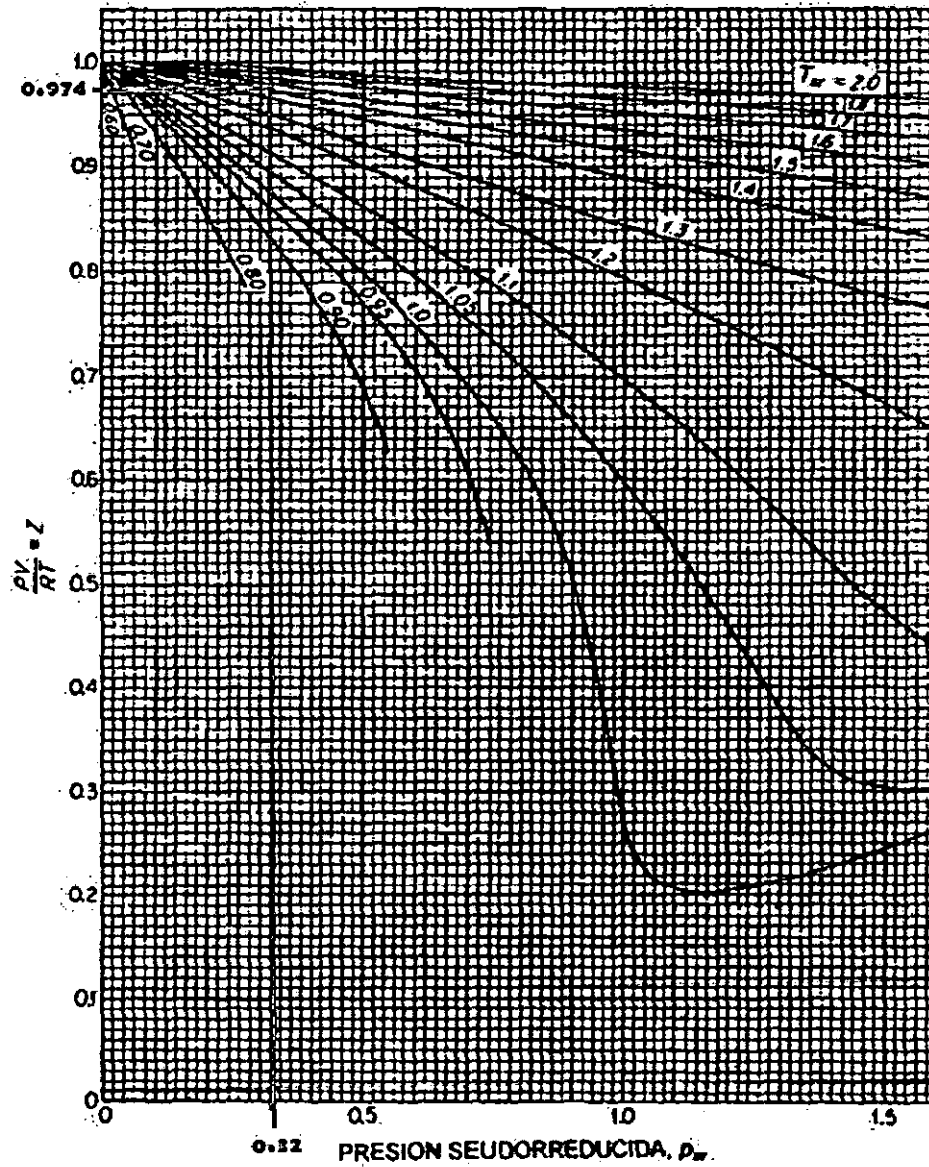


Figura 6.1: Factores de compresibilidad para gases naturales a bajas presiones seudoreducidas

Fuente: Bánzer, C. (1996). [Fig.1.5]. *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (p.16)

$$z = 0.974$$

6.1.2.2. Método de SOREM, A.M.

Este método para determinar z se pasa en los polinomios de Legendre de grado 0 a 5. La ecuación básica de ajuste es:

$$z = \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^5 A_{ij} P_i(x) P_j(y) \quad \text{Ec. (6.12)}$$

$$x = \frac{2P_{sr} - 15}{14.8} \quad \text{Ec. (6.13)}$$

$$y = \frac{2T_{sr} - 4}{1.9} \quad \text{Ec. (6.14)}$$

Los polinomios de Legendre de grado 0 – 5, P_i y P_j tienen las formas:

$$P_0(a) = 0.7071068$$

$$P_1(a) = 1.224745a$$

$$P_2(a) = 0.7905695 (3a^2 - 1)$$

$$P_3(a) = 0.9354145 (5a^3 - 3a)$$

$$P_4(a) = 0.265165 (35a^4 - 30a^2 + 3)$$

$$P_5(a) = 0.293151 (63a^5 - 70a^3 + 15a)$$

$$x = \frac{2P_{sr} - 15}{14.8}$$

$$x = \frac{2(0.32) - 15}{14.8}$$

$$x = -0.970$$

$$y = \frac{2T_{sr} - 4}{1.9}$$

$$y = \frac{2(1.55) - 4}{1.9}$$

$$y = -0.476$$

Donde "a" se reemplaza por "x" y "y" en el polinomio de Legendre de 0 -5:

Para: a = x = -0.970

$$P_0(x)=0.7071068$$

$$P_1(x)=1.224745 (-0.970)=-1.18845$$

$$P_2(x)=0.7905695 [3(-0.970)^2 -1]=1.44264$$

$$P_3(x)=0.9354145 [5(-0.970)^3 -3(-0.970)]=-1.55034$$

$$P_4(x)=0.265165 [35(-0.970)^4 - 30(-0.970)^2 +3]= 1.53356$$

$$P_5(x)=0.293151 [63(-0.970)^5 - 70(-0.970)^3 +15(-0.970)]=-1.40654$$

Para: a = y = -0.476

$$P_0(y)=0.7071068$$

$$P_1(y)= 1.224745 (-0.476)=-0.58348$$

$$P_2(y)= 0.7905695 [3(-0.476)^2 -1]= -0.25227$$

$$P_3(y)=0.9354145 [5(-0.476)^3 -3(-0.476)]= 0.83119$$

$$P_4(y)=0.265165 [35(-0.476)^4 - 30(-0.476)^2 +3]= -0.53193$$

$$P_5(y)=0.293151 [63(-0.476)^5 - 70(-0.476)^3 +15(-0.476)]=-0.3297$$

Cuadro 6.3: Valores de los coeficientes de Aij

i	j=0	j=1	j=2	j=3	j=4	j=5
0	2.1433504	0.0831762	-0.0214670	-0.0008714	0.0042846	-0.0016595
1	0.3312352	- 0.1340361	0.0668810	-0.0271743	0.0088512	-0.002152
2	0.1057287	- 0.0503937	0.0050925	0.0105513	-0.0073182	0.0026960
3	0.0521840	0.0443121	-0.0193294	0.0058973	0.0015367	-0.0028327
4	0.0197040	- 0.0263834	0.019262	-0.0115354	0.0042910	-0.0081303
5	0.0053096	0.0089178	-0.0108948	0.0095594	-0.0060114	0.0031175

Fuente: Fuente: Bánzer, C. (1996). [Tabla 1.4]. *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (p.19)

Para intervalos $0.1 \leq P_{sr} \leq 14.9$ y $1.05 \leq T_{sr} \leq 2.95$. El método de Sarem puede ser utilizado cuando el gas contiene impurezas corrigiendo P_{scM} y T_{scM} por el método de Wichert y Aziz [51].

Aplicando la Ec.(6.12) para calcular Z :

$$z = 0.8601$$

$$\begin{aligned}
 z = & (2.1433504)(0.7071068)(0.7071068) + (0.0831762)(0.7071068)(-0.58348) + \\
 & (-0.0214670)(0.7071068)(-0.25227) + (-0.0008714)(0.7071068)(0.83119) + \\
 & (0.0042846)(0.7071068)(-0.53193) + (-0.0016595)(0.7071068)(-0.32927) + \\
 & (0.3312352)(-1.18845)(0.7071068) + (-0.1340361)(-1.18845)(-0.58348) + \\
 & (0.0668810)(-1.18845)(-0.25227) + (-0.0271743)(-1.18845)(0.83119) + \\
 & (0.0088512)(-1.18845)(-0.53193) + (-0.002152)(-1.18845)(-0.32927) + \\
 & (0.1057287)(1.44264)(0.7071068) + (-0.0503937)(1.44264)(-0.58348) + \\
 & (0.0050925)(1.44264)(-0.25227) + (0.0105513)(1.44264)(0.83119) + \\
 & (-0.0073182)(1.44264)(-0.53193) + (0.0026960)(1.44264)(-0.32927) + \\
 & (0.0521840)(-1.55034)(0.7071068) + (0.0443121)(-1.55034)(-0.58348) + \\
 & (-0.0193294)(-1.55034)(-0.25227) + (0.0058973)(-1.55034)(0.83119) + \\
 & (0.0015367)(-1.55034)(-0.53193) + (-0.0028327)(-1.55034)(-0.32927) + \\
 & (0.0197040)(1.53356)(0.7071068) + (-0.0263834)(1.53356)(-0.58348) + \\
 & (0.019262)(1.53356)(-0.25227) + (-0.0115354)(1.53356)(0.83119) + \\
 & (0.0042910)(1.53356)(-0.53193) + (-0.0081303)(1.53356)(-0.32927) + \\
 & (0.0053096)(-1.40654)(0.7071068) + (0.0089178)(-1.40654)(-0.58348) + \\
 & (-0.0108948)(-1.40654)(-0.25227) + (0.0095594)(-1.40654)(0.83119) + \\
 & (-0.0060114)(-1.40654)(-0.53193) + (0.0031175)(-1.40654)(-0.32927)
 \end{aligned}$$

6.1.2.3. Método de PAPAY

La ecuación para el cálculo de z es la siguiente:

Takacs, determinó que el error promedio de este método con respecto a los valores leídos en las curvas de Standing y Katz fue de -4.873% para presiones y temperaturas seudorreducidas en el rango de: $0.2 \leq P_{sr} \leq 15.0$ y $1.2 \leq T_{sr} \leq 3.0$. El método de Papay puede ser cuando el gas contiene impurezas corrigiendo P'_{scM} y T'_{scM} por el método de Wichert y Aziz.

$$z = 1 - \frac{3.52 P_{sr}}{10^{0.9813 T_{sr}}} + \frac{0.274 P_{sr}^2}{10^{0.8157 T_{sr}}} \quad \text{Ec.(6.15)}$$

$$z = 1 - \frac{3.52(0.32)}{10^{0.9813(1.55)}} + \frac{0.274(0.32)^2}{10^{0.8157(1.55)}}$$

$$z = 0.9675$$

6.1.2.4. Método de HALL, KR y YARBOROUGH, L

Hall y Yarborough basados en la ecuación de estado de Starling-Carnahan desarrollaron las siguientes ecuaciones para el calcular de Z :

$$z = \frac{0.06125 P_{sr} t \exp[-1.2(1-t)^2]}{y} \quad \text{Ec.(6.16)}$$

Dónde:

t : Recíproco de la temperatura seudorreducida, $t = T_{sc}/T$ Ec.(6.17)

y : Densidad reducida, la cual se obtiene a partir de la solución de la siguiente ecuación

$$-AP_{sr} + \frac{y + y^2 + y^3 - y^4}{(1-y)^3} - By^2 + Cy^D = 0 \quad \text{Ec.(6.18)}$$

Dónde:

$$A = 0.06125t \exp[-1.2(1-t)^2]$$

$$B = 14.76t - 9.76t^2 + 4.58t^3$$

$$C = 90.7t - 242.2t^2 + 42.4t^3$$

$$D = 2.18 + 2.82t$$

Rango de Aplicación: $0.1 \leq P_{sr} \leq 24$ y $1.2 \leq T_{sr} \leq 3.0$.

Para gases con impurezas se recomienda corregir P'_{scM} y T'_{scM} por el método de Wichert y Aziz.

Como la Ec.(6.18) es no lineal se debe utilizar un método de ensayo y error para resolverla. El método a utilizar será el de Newton-Raphson y se seguirá el siguiente procedimiento:

1. Suponer un valor inicial de y_1 y calcular $F(y_1)$, donde $F(y)$ es el término de la derecha de la Ec.(6.18).
2. Si $F(y_1) \cong 0$ ó se encuentra dentro de una tolerancia especificada ($\pm 10^{-4}$), se puede considerar que y_1 es la solución. En caso contrario se calcula nuevamente el valor de y utilizando la siguiente aproximación (Series de Taylor) [51].

$$y_2 = y_1 - \frac{F(y_1)}{\frac{dF(y_1)}{dy}}$$

Donde la expresión para $\frac{dF(y_1)}{dy}$ se obtiene derivando la Ec.(6.18) con respecto a “y” a T_{sr} constante:

$$\frac{dF}{dy} = \frac{1 + 4y + 4y^2 - 4y^3 + y^4}{(1-y)^4} - 2By + CDy^{(D-1)} \quad \text{Ec.(6.19)}$$

3. Hacer $y_1 = y_2$ y se repite el paso 2 y continuar hasta obtener la solución
4. Sustituir el valor correcto de “y” en la Ec (6.16) para obtener z

Desarrollando y reemplazando valores en las ecuaciones:

$$\text{De la Ec. (6.17): } t = \frac{T_{sc}}{T}$$

$$t = \frac{T_{sc}}{T} = \frac{354.1402R}{548R} = 0.6462$$

$$A = 0.06125t \cdot \exp[-1.2(1-t)^2]$$

$$A = 0.06125(0.6462)\exp[-1.2(1-0.6462)^2]$$

$$\underline{A = 0.0341}$$

$$B = 14.76t - 9.76t^2 + 4.58t^3$$

$$B = 14.76(0.6462) - 9.76(0.6462)^2 + 4.58(0.6462)^3$$

$$\underline{B = 6.6986}$$

$$C = 90.7t - 242.2t^2 + 42.4t^3$$

$$C = 90.7(0.6462) - 242.2(0.6462)^2 + 42.4(0.6462)^3$$

$$\underline{C = -31.0921}$$

$$D = 2.18 + 2.82t$$

$$D = 2.18 + 2.82(0.6462)$$

$$\underline{D = 4.0024}$$

Desarrollando el Método de Newton y Raphson

1. Suponemos un valor inicial de $y_1 = 0.001$ y calculamos $F(y_1)$, donde $F(y)$ es el término de la derecha de la Ec (6.18).

$$-(0.0654)(0.32) + \frac{y + y^2 + y^3 - y^4}{(1-y)^3} - (6.6986)y^2 + (-31.0921)y^{(4.0024)} = 0$$

$$-0.0109 + \frac{y + y^2 + y^3 - y^4}{(1-y)^3} - 6.6986y^2 - 31.0921y^{4.0024} = 0$$

2. $F(y_1) = -0.00988 \neq 0$ ($y_1 = 0.001$ no es la solución) pues $F(y_1) \neq 0$ ni tampoco se encuentra dentro de una tolerancia especificada de $(\pm 10^{-4})$

Derivando la ecuación anterior con respecto a “y” se tiene de la Ec.(6.19):

$$\frac{dF}{dy} = \frac{y + 4y + 4y^2 - 4y^3 + y^4}{(1-y)^4} - 2(6.6986)y + (-31.0921)(4.0024)y^{(4.0024-1)}$$

$$\frac{dF}{dy} = \frac{y + 4y + 4y^2 - 4y^3 + y^4}{(1-y)^4} - 13.3971y - 124.4430y^{3.0024}$$

$$\frac{dF(y_1)}{dy} = 0.99463$$

Calculando el valor de y_2 :

$$y_2 = 0.001 - \frac{(-0.00988)}{0.99463} = 0.0109$$

Hacer $y_1 = y_2$ y repetir el paso 2. Continuar el Procedimiento hasta obtener la solución.

Cuadro 6.4: Tanteos para obtener el valor de "y"

y_1	$F(y_1)$	$dF(y_1)/dy$	y_2	z
0.01000	-1.14E-03	0.94898	0.01120	1.08771
0.01120	-3.44E-06	0.94325	0.01120	0.97132
0.01120	-3.15E-11	0.94324	0.01120	0.97101
0.01120	1.54E-18	0.94324	0.01120	0.97101
0.01120	1.82E-20	0.94324	0.01120	0.97101
0.01120	1.82E-20	0.94324	0.01120	0.97101

Fuente: Tomado como ejemplo de Bánzer, C. (1996). [Tabla]. *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (p.25)

3. Sustituir el valor correcto de $y=0.01120$ en la Ec (6.16) se obtiene:

Teniendo los siguientes datos:

A	0.0341
B	6.6986
C	-31.0921
D	4.0024
T	0.6462
P_{sr}	0.32
T_{sr}	1.55

$$z = \frac{0.06125(0.32)(0.6462) \exp[-1.2(1 - 0.6462)^2]}{0.01120}$$

$$z = 0.97101$$

6.1.2.5. Método BRILL, JP y BEGGS, H.D.

La ecuación para el cálculo de Z es la siguiente:

$$z = A + \frac{1-A}{\exp(B)} + CP_{sr}^D \quad \text{Ec.(6.20)}$$

Dónde:

$$A = 1.39 (T_{sr} - 0.92)^{0.5} - 0.36 T_{sr} - 0.10$$

$$B = (0.62 - 0.23T_{sr})P_{sr} + \left[\frac{0.066}{T_{sr} - 0.86} - 0.037 \right] P_{sr}^2 + \frac{0.32}{10^{9(T_{sr}-1)}} P_{sr}^6$$

$$C = 0.132 - 0.32 \log T_{sr}$$

$$D = \text{anti log}(0.3106 - 0.49T_{sr} + 0.1824T_{sr}^2)$$

El método no es válido para temperaturas pseudorreducidas fuera del rango de 1.2 a 2.4. Para gases con impurezas se recomienda corregir P'_{scM} y T'_{scM} por el método de Wichert y Aziz [51].

$$A = 1.39(1.55 - 0.92)^{0.5} - 0.36(1.55) - 0.10$$

$$\underline{A = 0.4439}$$

$$B = (0.62 - 0.23 \times 1.55)(0.32) + \left[\frac{0.066}{1.55 - 0.86} - 0.037 \right] (0.32)^2 + \frac{0.32}{10^{9(1.55-1)}} (0.32)^6$$

$$\underline{B = 0.0903}$$

$$C = 0.132 - 0.32 \log 1.55$$

$$\underline{C = 0.0713}$$

$$D = \text{anti log}(0.3106 - 0.49(1.55) + 0.1824(1.55)^2)$$

$$\underline{D = 0.9753}$$

Sustituyendo estos valores en la Ec.(6.20)

$$z = 0.4439 + \frac{1 - 0.4439}{\exp(0.0903)} + (0.0713)(0.32)^{(0.9753)}$$

$$z = 0.9754$$

6.1.2.6. Método de DRANCHUK, P.M., PURVIS, RA. y ROBINSON, D.R.

$$\rho_r = \frac{p}{\rho_c} = \frac{z_c P_{sr}}{z T_{sr}} = 0.27 \cdot \frac{P_{sr}}{z T_{sr}} \quad \text{Ec.(6.21)}$$

En esta ecuación se tomó el factor de compresibilidad del gas en el punto crítico, $z_c=0.27$, considerando como un valor apropiado para mezclas compuestas principalmente por metano. Utilizando el Cuadro 6.5:

Cuadro 6.5: Valores de las constantes de A_1 - A_8

$A_1=$	0.31506237	$A_2=$	-1.0467099	$A_3=$	-0.57832729
$A_4=$	0.53530771	$A_5=$	-0.61232032	$A_6=$	-0.10488813
$A_7=$	0.68157001	$A_8=$	0.68446549		

Fuente: Tomado como ejemplo de Bánzer, C. (1996). [Datos]. *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (p.21).

Suponiendo un valor de $z_1=0.6$ para iniciar los cálculos:

$$0.27 \cdot \frac{0.32}{(0.6 \times 1.55)} = 0.09286$$

Teniendo los siguientes datos:

z_c	0.27
P_{sr}	0.32
T_{sr}	1.55

$$F(z_1) =$$

$$Z - [1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{sr}} + \frac{A_3}{T_{sr}^3}\right) \rho_r + \left(A_4 + \frac{A_5}{T_{sr}}\right) \rho_r^2 + \frac{A_6 A_5 \rho_r^5}{T_{sr}} + A_7 (1 + A_8 \rho_r^2) \frac{\rho_r^2}{T_{sr}^3} \cdot \exp(-A_8 \rho_r^2)]$$

Ec.(6.22).

Suponiendo un valor de $z_1=0.6$ para iniciar los cálculos:

$$\begin{aligned}
 F(z_1) &= 0.6 - \left[1 + \left(0.31506237 - \frac{1.0467099}{1.55} - \frac{0.57832729}{1.55^3} \right) (0.09286) \right. \\
 &+ \left(0.53530771 - \frac{0.61232032}{1.55} \right) (0.09286)^2 \\
 &+ \frac{(-0.61232032)(-0.10488813)(0.09286)^5}{1.55} \\
 &+ 0.68157001(1 \\
 &+ (0.68446549)(0.09286)^2) \frac{(0.09286)^2}{(1.55)^3} \cdot \exp(-0.68446549(0.09286)^2) \left. \right]
 \end{aligned}$$

$$F(z_1) = -0.35474 \neq 0 \quad (z_1 = 0.6 \text{ no es la solución})$$

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{\partial F}{\partial z} \right)_{T_{sr}} &= 1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{sr}} + \frac{A_3}{T_{sr}^3} \right) \frac{\rho_r}{z} + 2 \left(A_4 + \frac{A_5}{T_{sr}} \right) \frac{\rho_r^2}{z} + \frac{5A_5A_6\rho_r^5}{z T_{sr}} + \frac{2A_7\rho_r^2}{z T_{sr}^3} [1 + A_8\rho_r^2 - \\
 &\quad (A_8\rho_r^2)^2] \exp(-A_8\rho_r^2) \quad \text{Ec. (6.23)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{\partial F}{\partial z} \right)_{T_{sr}} &= 1 + \left(0.31506237 - \frac{1.0467099}{1.55} - \frac{0.57832729}{1.55^3} \right) \left(\frac{0.09286}{0.6} \right) \\
 &+ 2 \left(0.53530771 - \frac{0.61232032}{1.55} \right) \frac{0.09286^2}{0.6} \\
 &+ \frac{5(-0.61232032)(-0.10488813)(0.09286)^5}{(0.6)(1.55)} \\
 &+ \frac{2(0.68157001)(0.09286)^2}{(0.6)(1.55)^3} [1 + (0.68446549)(0.09286)^2 \\
 &- (0.68446549)^2(0.09286)^4] \exp(-(0.68446549)(0.09286)^2)
 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial F(z_1)}{\partial z} = 0.92922$$

Calculando un Nuevo valor de z_1 utilizando aproximación (Series de Taylor):

$$z_2 = z_1 - \frac{F(z_1)}{\frac{dF(z_1)}{dz}}$$

$$z_2 = 0.6 - \frac{(-0.35474)}{(0.92922)} = 0.98176$$

Nuevo valor de z_1 a probar: $z_1=0.98176$

El cuadro 6.6 muestra los tanteos realizados para hallar "z"

Cuadro 6.6: Tanteos realizados para obtener el valor de "z"

z_1	$F(z_1)$	$dF(z_1)/dz$	P_r	z_2
0.60000	-3.55E-01	0.92922	0.09286	0.98176
0.98176	1.01E-02	0.97221	0.05675	0.97139
0.97139	2.96E-06	0.97164	0.05736	0.97138
0.97138	2.60E-13	0.97164	0.05736	0.97138
0.97138	0.00E+00	0.97164	0.05736	0.97138
0.97138	0.00E+00	0.97164	0.05736	0.97138
0.97138	0.00E+00	0.97164	0.05736	0.97138

Fuente: Tomado como ejemplo de Bánzer, C. (1996). [Tabla]. *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (p.27)

Luego:

$$z = 0.9714$$

Un resumen de los resultados de z es como sigue:

Cuadro 6.7: Comparación de los valores de z

Método	z, adim.
Standing, M.B. y Katz, D.L.	0.9688
Sarem, A.M.	0.8601
Papay, J.	0.9675
Hall, K.R. y Yarborough, L.	0.9710
Brill, J.P. y Beggs, H.D.	0.9754
Dranchuk, P.M., Purvis, R.A. y Robinson, D.B.	0.9714
HYSYS vs.7.0	0.9688

Fuente: Las Autoras.

Se tomará el valor de z del HYSYS vs.7.0 ($z=0.9688$) [95]

6.1.3. Balance de materia del Endulzamiento de Gases Ácidos

6.1.3.1. Condiciones de entrada del Gas a la Planta de Endulzamiento de Gases Ácidos

Gas que ingresa a planta de endulzamiento y sus condiciones de operacionales:

Presión= 170.0 psig=184.7 psia

Temperatura= 88°F=548R

Caudal del gas= 74.6 MMPCND

6.1.3.2. Composición del Gas a la entrada de la Planta de Endulzamiento

En el Cuadro 6.8 se presenta la composición molar del gas a la entrada de la planta.

Cuadro 6.8: Composición molar del Gas a la entrada del Absorbedor

Componentes	% molar	lbmol/h
H ₂ S	6.4141	525.31903
CO ₂	3.6079	295.48940
CO	0.1105	9.05002
N ₂	9.2102	754.32147
CH ₄	27.3802	2242.45648
C ₂ H ₆	25.9570	2125.89546
C ₃ H ₈	2.5000	204.7516
C ₄ H ₁₀	2.4810	203.19554
H ₂	22.3391	1829.58706
Total	100.0000	8190.0661

Fuente: Las Cuadro 3.2

Según Pino Morales F. (61-69). Los gases ácidos a la entrada representan: 6.4141%H₂S+3.6079%CO₂= 10.0220%. El porcentaje de gases dulces (sin gases ácidos): 100-(6.4141+3.6079)=89.9780%

Se requiere que el gas de salida contenga: 50ppm %v de H₂S (0.0050%) y con un decaimiento de CO₂ del 50%v (según el tipo de amina utilizada MDEA).

El porcentaje de CO₂ a la salida será de: 0.50 (3.6079)=1.8040%,v.

6.1.3.3. Características del Gas que llega a la Planta (Absorbedor)

Caudal del gas	$Q_g = 74.6 \text{ MMPCND}$
Gravedad Específica del gas al aire	$\gamma_g = 0.74454$
Peso molecular del gas	$M_g = 21.562 \text{ lb/lbmol}$
Número de moles del gas	$n_G = 8190.07 \text{ lbmol/h}$
Presión Seudocrítica	$P'_{SCM} = 578.4093 \text{ lpca}$
Temperatura Seudocrítica	$T'_{SCM} = 354.1402R$
Factor de Compresibilidad	$z = 0.9688$

La densidad a condiciones de operación: De la Ec.(6.6)

$$P.V = n.z.R.T \quad \text{Ec.(6.6)}$$

$$P.V = \frac{m_g}{M_g}.z.R.T$$

$$P.\overline{M}_g = \frac{m}{V}.z.R.T$$

$$\rho_g = \frac{P.\overline{M}_g}{z.R.T} \quad \text{Ec.(6.24)}$$

$$\rho_g = \frac{(184.7 \text{ psia})(21.562 \text{ lb/lbmol})}{(0.9688)\left(10.725 \text{ psi.pie}^3/\text{lbmolR}\right)548R}$$

$$\rho_g = 0.6994 \text{ lb/pie}^3$$

El caudal de alimentación se puede expresar como:

TASA MÁSICA:

$$\frac{74.6 \times 10^6 \text{ PCN}}{\text{día}} = 74.6 \times 10^6 \frac{\text{p.cu}}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ lbmol}}{379.4 \text{ p.cuCN}} \times \frac{21.562 \text{ lb}}{1 \text{ lbmol}} \times \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}$$

$$= 49.0536 \text{ lb/s}$$

TASA VOLUMÉTRICA:

$$49.0536 \frac{\text{lb}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ p.ie}^3}{0.6994 \text{ lb}} = 70.1365 \text{ p.ie}^3/\text{s}$$

FLUJO MOLAR:

$$49.0536 \frac{\text{lb}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ lbmol}}{21.562 \text{ lb}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 8190.0661 \text{ lbmol/h}$$

6.1.3.4. Gas Ácido que debe ser removido

Si los requerimientos de la planta indican que, el gas debe salir con contenido máximo de 5ppmv de H₂S y remover solo el 50% de CO₂ presente. Luego será necesario remover:

$$(6.4141 - 50 \times 10^{-4}) = 6.4091 \% \text{ de H}_2\text{S}$$

$$0.50(3.6079) = 1.8040\% \text{ de CO}_2$$

Luego el gas ácido a remover es 8.2131%, por lo tanto el caudal de gas ácido a remover es:

$$G_{\text{ácido}} = 74.6 \times 10^6 \frac{\text{p.cuCN}}{\text{día}}$$

$$Q_{GAr} = 74.6 \times 10^6 \frac{\text{PCN}}{\text{día}} \times 0.082131 = 6124920.3103 \text{ PCND} = 6.1249 \text{ MMPCND}$$

- En términos de Flujo molar:

$$n_{GAr} = \frac{6124920.3103 \text{ PCN}}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ lbmol}}{379.4 \text{ PCN}} \times \frac{\text{día}}{24 \text{ h}}$$

$$= 672.6542 \text{ lbmol/h}$$

6.1.3.5. Flujo molar del Gas ácido

- Moles de gas en el sistema

$$n_G = 8190.07 \text{ lbmol/h}$$

- Moles de H₂S en el sistema del Gas

$$n_{H_2S} = 8190.07 \times 0.064141 = 525.3190 \text{ lbmol/h}$$

- Moles de H₂S removido del sistema

$$n_{H_2Srem} = 8190.07 \times (0.064141 - 0.000050) = 524.9095 \text{ lbmol/h}$$

- Moles de CO₂ en el sistema

$$n_{CO_2} = 8190.07 \times 0.036079 = 295.4894 \text{ lbmol/h}$$

- Moles de CO₂ removido del gas

$$n_{CO_2rem} = 8190.07 \times 0.018040 = 147.7447 \text{ lbmol/h}$$

- Gas ácido total removido de la corriente

$$n_{GA_R} = 524.9095 \text{ lbmolH}_2\text{S/h} + 147.7447 \text{ lbmolCO}_2/\text{h} = 672.6542 \text{ lbmol/h}$$

6.1.3.6. Composición molar del Gas Dulce Seco

La composición molar del gas dulce seco a la salida de la Planta de Endulzamiento de Gases Ácidos (Tope del Absorbedor) es:

$$n_{H_2S} = 5 \times 10^{-5} \times 8190.07 \text{ lbmol/h} = 0.4095 \text{ lbmol/h}$$

$$n_{CO_2} = 1.8040 \times 10^{-2} \times 8190.07 \text{ lbmol/h} = 147.7447 \text{ lbmol/h}$$

La cantidad de los otros gases se mantiene constante, entonces los porcentajes son:

$$\%CO = \frac{9.0500 \text{ lbmolCO/h}}{7517.4119 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 0.1204\%$$

$$\%N_2 = \frac{754.3215 \text{ lbmolN}_2/\text{h}}{7517.4119 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 10.0343\%$$

$$\%CH_4 = \frac{2242.4565 \text{ lbmol}_{CH_4}/h}{7517.4119 \text{ lbmol}/h} \times 100 = 29.8302\%$$

$$\%C_2H_6 = \frac{2125.8955 \text{ lbmol}_{C_2H_6}/h}{7517.4119 \text{ lbmol}/h} \times 100 = 28.2796\%$$

$$\%C_3H_8 = \frac{204.7517 \text{ lbmol}_{C_3H_8}/h}{7517.4119 \text{ lbmol}/h} \times 100 = 2.7237\%$$

$$\%C_4H_{10} = \frac{203.1955 \text{ lbmol}_{C_4H_{10}}/h}{7517.4119 \text{ lbmol}/h} \times 100 = 2.7030\%$$

$$\%H_2 = \frac{1829.5871 \text{ lbmol}_{H_2}/h}{7517.4119 \text{ lbmol}/h} \times 100 = 24.3380\%$$

Cuadro 6.9: Composición de salida por el tope del Absorbedor

Componentes	% molar	lbmol/h
H ₂ S	0.0050	0.4095
CO ₂	1.8040	147.7447
CO	0.1204	9.0500
N ₂	10.0343	754.3215
CH ₄	29.8302	2242.4565
C ₂ H ₆	28.2796	2125.8955
C ₃ H ₈	2.7237	204.7517
C ₄ H ₁₀	2.7030	203.1955
H ₂	24.3380	1829.5871
Total	100	7517.4119

Fuente: Las Autoras

A la composición molar del Cuadro 6.7 hay que sumarle la fracción molar del agua a la entrada y salida de la planta. La cantidad de agua en gas total se determina según lo siguiente:

$$W(GA) = Y(HCS)Wc(HSC) + Y(CO_2)Wc(CO_2) + Y(H_2S)Wc(H_2S) \text{ Ec. (6.25)}$$

Dónde :

W(GA):Contenido total de agua en la mezcla gaseosa

Y(HCS)Wc(HSC):Contenido de agua en el gas dulce en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

$Y(\text{CO}_2)W_c(\text{CO}_2)$: Contenido de agua en el dióxido de carbono en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

$Y(\text{H}_2\text{S})W_c(\text{H}_2\text{S})$: Contenido de agua en sulfuro de hidrógeno en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

La cantidad de agua en el gas dulce y ácidos se determinó en forma gráfica: A 184.71 psia y 88°F.

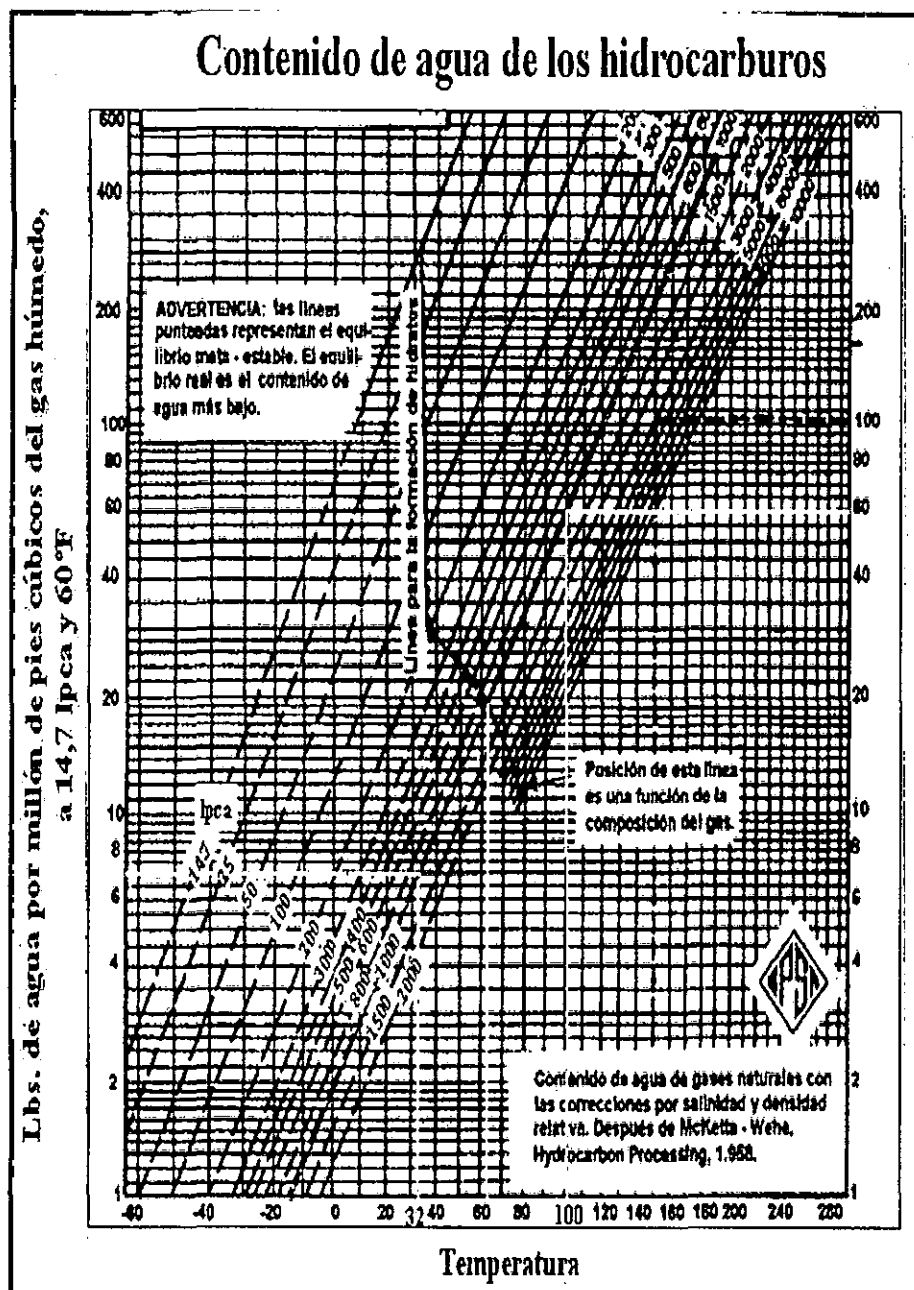


Figura 6.2: Contenido de agua en los hidrocarburos

Fuente: Fernando, P.M. Curso de Gasotecnica (063-3423) Unidad I. [Fig.13]. (p.72).
Universidad de Oriente. Venezuela.

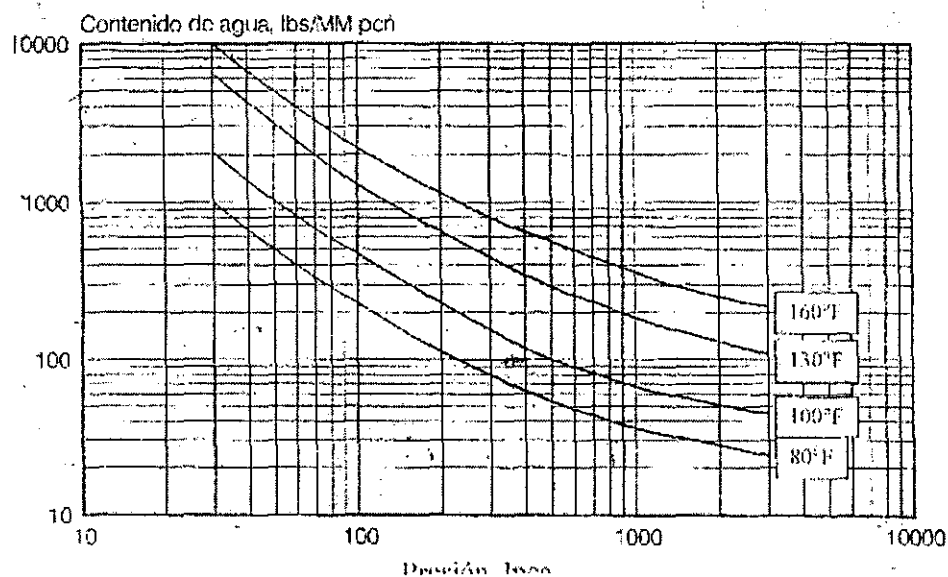


Figura 6.3: Contenido de agua de CO₂ saturado en mezclas de Gas Natural

Fuente: Fernando, P.M. Curso de Gasotecnia (063-3423) Unidad I. [Fig. 14].
(p.73). Universidad de Oriente. Venezuela.

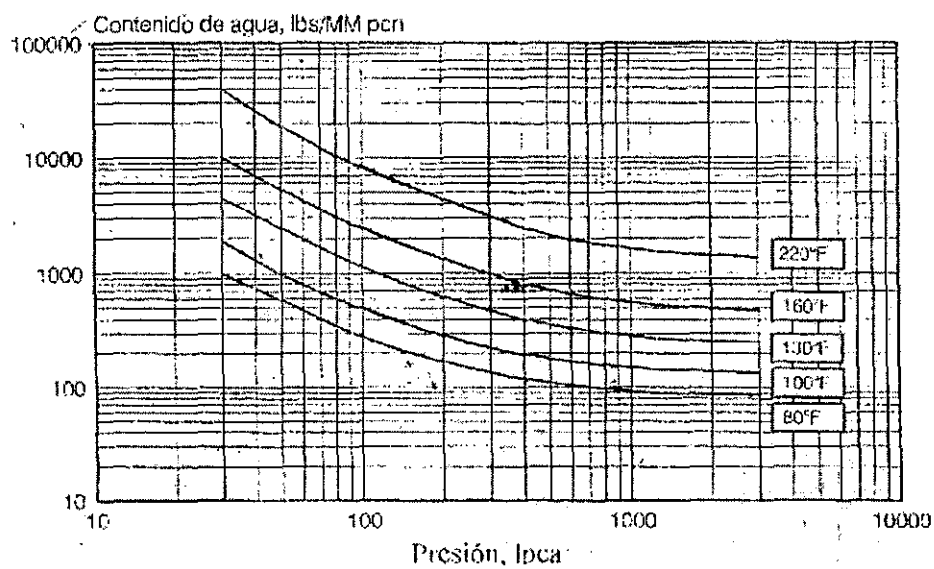


Figura 6.4: Contenido de agua en el sulfuro de hidrógeno

Fuente: Fernando, P.M. Curso de Gasotecnia (063-3423) Unidad I. [Fig.15].
(p.74).Universidad de Oriente. Venezuela

De la Ec.(6.25)

$$W(GA) = Y(HCS)Wc(HSC) + Y(CO_2)Wc(CO_2) + Y(H_2S)Wc(H_2S)$$

$$W(GA) = \frac{172 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN} (0.89978) + \frac{167 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN} (0.036079) + \frac{235 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN} (0.064141)$$

$$W(GA) = \frac{175.8605 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN}$$

Encontrando las moles de vapor de agua en el gas:

$$\begin{aligned} \frac{74.6 MMPCN}{\text{dia}} \times \frac{175.8605 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN} \times \frac{1 \text{ lbmol}_{H_2O}}{18 \text{ lb}_{H_2O}} \times \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ h}} &= 30.3585 \frac{\text{lbmol}_{H_2O}}{h} \\ &= 546.4532 \frac{\text{lb}_{H_2O}}{h} \end{aligned}$$

Porcentaje de agua a la entrada de la planta:

$$\begin{aligned} \%H_2O_{\text{entra}} &= \left(\frac{175.8605 \text{ lb}_{H_2O}}{MMPCN} \times \frac{1 \text{ lbmol}_{H_2O}}{18 \text{ lb}_{H_2O}} \times \frac{379.4 PCN}{1 \text{ lbmol}} \times \frac{MMPCN}{10^6 PCN} \right) \times 100 \\ &= 0.3707\% \end{aligned}$$

$$\frac{\text{lbmol}_{\text{gas húmedo}}}{h} = \frac{\text{lbmol}_{\text{gas seco}}}{h} + \frac{\text{lbmol}_{\text{agua}}}{h}$$

$$\frac{\text{lbmol}_{\text{gas húmedo}}}{h} = 8190.07 \frac{\text{lbmol}_{\text{gas seco}}}{h} + 30.3585 \frac{\text{lbmol}_{\text{agua}}}{h}$$

$$\frac{\text{lbmol}_{\text{gas húmedo}}}{h} = 8220.4246 \text{ lbmol}/h$$

6.1.3.7. Condición del gas húmedo a la entrada y salida de la Planta de Endulzamiento

A la composición molar del gas seco de entrada se le suma el contenido de agua.

Cuadro 6.10: Composición del gas húmedo a la entrada del absorbedor

Componentes	% molar entrada	lbmol/h entrada
H ₂ S	6.3904	525.3190
CO ₂	3.5946	295.4894
CO	0.1101	9.0500
N ₂	9.1762	754.3215
CH ₄	27.2791	2242.4565
C ₂ H ₆	25.8611	2125.8955
C ₃ H ₈	2.4908	204.7517
C ₄ H ₁₀	2.4718	203.1955
H ₂	22.2566	1829.5871
H ₂ O	0.3707	30.3585
Total	100.00	8220.4246

Fuente: Las Autoras

A la composición molar del gas seco endulzado de salida se le suma el contenido de agua.

Cuadro 6.11: Composición de salida del gas dulce húmedo por el tope del absorbedor

Componentes	% molar salida (Dulce)	lbmol/h salida (Dulce)
H ₂ S	0.0050	0.4095
CO ₂	1.8040	147.7447
CO	0.1199	9.0500
N ₂	9.9940	754.3215
CH ₄	29.7102	2242.4565
C ₂ H ₆	28.1659	2125.8955
C ₃ H ₈	2.7127	204.7517
C ₄ H ₁₀	2.6921	203.1955
H ₂	24.2401	1829.5871
H ₂ O	0.4022	30.3585
Total	100	7547.7704

Fuente: Las Autoras

6.1.3.8. Gas tratado que sale del Absorbedor

Moles de gas que salen de la Planta:

$$n_{GS} = 8190.07 \frac{\text{lbmol}_{\text{GasSecoIngesa}}}{h} - 672.65 \frac{\text{lbmol}_{\text{GasAcidoRemovido}}}{h} = 7517.42 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

Caudal de Gas que sale de la Planta:

$$Q = 7517.42 \frac{\text{lbmol}}{h} \times 379.4 \frac{\text{pies}^3 \text{CN}}{\text{lbmol}} \times \frac{24h}{1\text{dia}} \times \frac{\text{MMPCN}}{10^6 \text{PCN}} \\ = 68.4505 \text{MMPCND}$$

Las condiciones del proceso indican que se debe retirar de la corriente de gas:

% de H_2S que se debe retirar:

$$\left(100 - \left(\frac{0.4095}{525.3190} \right) \right) \times 100 = 99.9220\%$$

% de CO_2 que se debe retirar:

$$\left(100 - \left(\frac{147.7447}{295.4894} \right) \right) \times 100 = 50.0000\%$$

6.1.3.9. Tasa de circulación de la MDEA

Indica que la MDEA al 50% p/p $0.50 \frac{\text{lbmoles gas ácido}}{\text{lbmol Amina}}$, [39] $2 \frac{\text{lbmol Amina}}{\text{lbmoles gas ácido}}$, es decir que 2 lbmol de MDEA son requeridos para absorber 1 lbmol de gas ácido. Luego los moles de MDEA que se necesitan para remover los gases ácidos ($\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S}$) se obtienen multiplicando por 2 la tasa molar del gas ácido y a partir de este resultado se cuantifica la tasa másica de la MDEA, la cual tiene un peso molecular de 119.17 $\frac{\text{lb MDEA}}{\text{lbmol MDEA}}$.

El MDEA participa con una concentración porcentual de 50% p/p siendo el solvente utilizado agua. Se supone que el agua utilizada tendrá que cumplir con los requerimientos establecidos, para que este proceso sea de una alta eficiencia.

Tasa másica de la solución de MDEA necesaria para absorber el gas ácido:

$$\begin{aligned}
 & 672.6542 \frac{\text{lbmol gases ácidos removido}}{h} \times 2 \frac{\text{lbmol MDEA}}{\text{lbmol del gas ácido removido}} \\
 & \times 119.17 \frac{\text{lb MDEA}}{\text{lbmol MDEA}} \times \frac{\text{lb solución MDEA}}{0.5 \text{ lb MDEA}} \\
 & = 320640.8159 \frac{\text{lb}}{h} \text{ Tasa másica de la MDEA}
 \end{aligned}$$

Para determinar el caudal se necesita la densidad de la solución de MDEA a 105°F, la cual es 64.49 lb/pie³ se obtiene de la Figura 6.5.

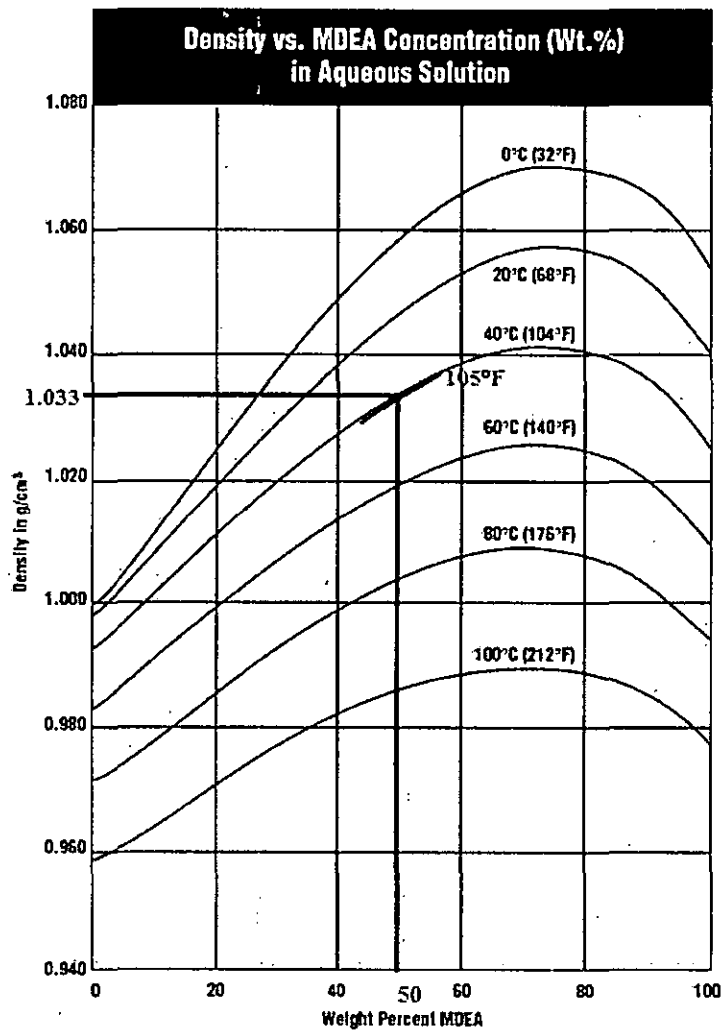


Figura 6.5: Density vs MDEA concentration (Wt, %) in Aqueous solution

Fuente: Arkema (2000). MDEA Proven Technology for Gas Treating Systems. (p.18).

$$\rho = 1.033 \frac{g}{cm^3} * \frac{62.43 \frac{lb}{pies^3}}{\frac{1g}{cm^3}} = 64.49 \frac{lb}{pies^3}$$

$$Q = 320640.8159 \frac{lb}{h} \times \frac{pies^3}{64.49 lb} \times \frac{h}{3600 s} \times \frac{7.48052 gal}{pie^3} \times \frac{60 s}{1 min}$$

$$= 619.8791 \frac{gal}{min} = 619.88 \text{ gpm}$$

6.1.3.10. Composición de la solución que llega al Absorbedor

La composición de la solución pobre, que llega al absorbedor está formada de los siguientes componentes:

1. Moles de amina requerida para el proceso de Endulzamiento.
2. Cantidad de agua requerida para preparar la solución de amina (50% p/p).
3. Moles de H_2S que retiene la solución después de regenerada. Este aspecto es de vital importancia, para el diseño de la planta. Los moles de H_2S que retiene la solución de MDEA es de $0.01 \frac{lbmol H_2S}{lbmol \text{ de MDEA}}$ [39]

$$H_2O \left(\frac{lbmol}{h} \right) = 320640.8159 \frac{lb \text{ MDEA}}{h} \times \frac{0.50 lb H_2O}{1 lb \text{ MDEA}} \times \frac{1 lbmol H_2O}{18 lb H_2O}$$

$$= 8906.6893 \frac{lbmol H_2O}{h}$$

$$MDEA \left(\frac{lbmol}{h} \right) = 672.6542 \frac{lbmol \text{ gas ácido}}{h} \times \frac{2 lbmol MDEA}{lbmol \text{ gas ácido}}$$

$$= 1345.3084 \frac{lbmol MDEA}{h}$$

$$H_2S \left(\frac{lbmol}{h} \right) = 672.6542 \frac{lbmol \text{ gas ácido}}{h} \times \frac{2 lbmol MDEA}{lbmol \text{ gas ácido}} \times \frac{0.01 lbmol H_2S}{lbmol MDEA}$$

$$= 13.4531 \frac{lbmol H_2S}{h}$$

Cuadro 6.12: Componentes que salen del Regenerador y llega al Absorbedor (MDEApobre)

Componentes	lbmol/h	X _i
H ₂ O	8906.6893	0.8676
MDEA	1345.3084	0.1311
H ₂ S	13.4531	0.0013
Total	10265.4509	1.0000

Fuente: Las Autoras

6.1.3.11. Solución que sale del Absorbedor y entra al Regenerador

El cálculo de la composición de la solución rica de cada componente que llega al absorbedor, se determina de la misma forma anterior y se le agregan los moles de gas ácido retirado del gas.

$$H_2S = 13.4531 + 524.9095 = 538.3626 \text{ lbmol/h}$$

Cuadro 6.13: Componentes que salen del Absorbedor y entran al Regenerador (MDEArica)

Componentes	lbmol/h	X _i
H ₂ O	8906.6893	0.8143
MDEA	1345.3084	0.1230
CO ₂	147.7447	0.0135
H ₂ S	538.3626	0.0492
Total	10938.1051	1.0000

Fuente: Las Autoras

En vista que en el tope de la Torre de generación, la composición es prácticamente H₂S y vapor de agua, es importante determinar el valor de la fracción molar del H₂S (sulfuro de hidrógeno) en el tope de la torre de regeneración, la cual se puede determinar dividiendo los moles de H₂S que dejan la torre, entre la sumatoria de las moles que salen, más los que llegan con la solución Rica, lo cual para este caso es:

$$Y(H_2S) = \frac{524.9095}{(524.9095 + 538.3626)} = 0.49$$

- Moles de vapor que dejan la torre:

$$\frac{524.9095}{0.49} = 1063.2721 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}}$$

- Moles de agua que se vaporiza:

$$1063.2721 \times 0.49 = 538.3626 \text{ lbmol/h}$$

Los vapores que salen por el tope del Desorbedor o Regenerador son una mezcla de vapor de agua, gas ácido, y el 0.5% de MDEA (el cual es necesario mantener en el reflujo de la cabeza como indica el catálogo Arkema (2000) [44]. Al pasar por el condensador, el vapor de agua y el MDEA se condensan y los gases ácidos (H_2S y CO_2) salen del Desorbedor y se dirigen a la Planta de Ácido Sulfúrico de Gas Húmedo WSA (Wet Sulfur Acid) [96]

$$0.5\%(1345.3084 \text{ lbmol/h MDEA}) = 6.7265 \text{ lbmol/h MDEA}$$

Cuadro 6.14: Componentes que salen por el tope del Regenerador

Componentes	lbmol/h	Y_i
H_2S	524.9095	0.4311
CO_2	147.7447	0.1213
H_2O	538.3626	0.4421
MDEA	6.7265	0.0055
Total	1217.7434	1.0000

Fuente: Las Autoras

Cuadro 6.15: Componente que salen del tope del Regenerador y se recirculan

Componentes	lbmol/h	X_i
H_2O	538.3626	0.9877
MDEA	6.7265	0.0123
Total	545.0892	1.0000

Fuente: Las Autoras

Cuadro 6.16: Componentes que salen por el tope del Regenerador y se dirigen a la Planta WSA

Componentes	lbmol/h	Y_i
H ₂ S	524.9095	0.7804
CO ₂	147.7447	0.2196
Total	672.6542	1.0000

Fuente: Las Autoras

6.1.3.12. Balance de materia del Reboiler

A una Temperatura de 250°F y presión de 31 psia.

Según Kern, D.Q. (1990) (pp. 543-544) para este tipo de intercambiador (Tipo Marmita) con vaporización por la coraza. Ya que únicamente cerca del 80% de los líquidos de fondo que entran son vaporizados. [58]

ALIMENTACIÓN AL REBOILER

Cuadro 6.17: Componentes que llegan del MDEAríca al Reboiler

Componentes	% molar salida MDEAríca	X_i	lbmol/h salida MDEAríca	lb/h
H ₂ O	81.4281	0.8143	8906.6893	160320.4080
MDEA	12.2993	0.1230	1345.3084	160320.4080
CO ₂	1.3507	0.0135	147.7447	6500.7667
H ₂ S	4.9219	0.0492	538.3626	18304.3288
Total	100.00	1.0000	10938.1051	345445.9114

Fuente: Las autoras

PRODUCTOS DEL REBOILER

Cuadro 6.18: Componentes líquidos que salen del Reboiler

Componentes	% molar salida MDEApobre	X_i	lbmol/h salida MDEApobre	lb/h
H ₂ O	41.32	0.4132	890.6689	16032.0408
MDEA	56.18	0.5618	1210.7776	144288.3672
H ₂ S	2.50	0.0250	53.8363	1830.4329
Total	100.00	1.0000	2155.2828	162150.8408

Fuente: Las Autores

Cuadro 6.19: Componentes de vapor que salen del Reboiler

Componentes	% molar salida MDEApobre	Y_i	lbmol/h salida MDEApobre	lb/h
H ₂ O	91.27	0.9127	8016.0204	144288.3672
MDEA	1.53	0.0153	134.5308	16032.0408
H ₂ S	5.52	0.0552	484.5264	16473.8959
CO ₂	1.68	0.0168	147.7447	6500.7667
Total	100.00	1.0000	8782.8223	183295.0706

Fuente: Las Autoras

$$\text{Porcentaje de líquido: } \frac{2155.2828 \text{ lbmol/h}}{10938.1051 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 20\%$$

$$\text{Porcentaje de Vapor: } \frac{8782.8223 \text{ lbmol/h}}{10938.1051 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 80\%$$

6.1.4. Balance de materia WSA

Planta de ácido sulfúrico para 560TMD de capacidad.

La Base de Operación: Según Sevos Educational Society (2006) es 1 hora

Pureza: Según Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A.(2006). [55]. (p. 16). El producto producido es asumido para una corriente de ácido al 98% de pureza. [78]

Para 560TMD

$$\frac{560TMD}{\text{día}} \times \frac{10^3 Kg}{1 Ton} \times \frac{1 \text{ día}}{24 h} = 23333.3333 \frac{Kg}{h} \times \frac{2.20462 lb}{1 Kg} = 51441.1333 \text{ lb/h}$$

Con pureza al 98%, el ácido que es producido por hora es:

$$51441.1333 \frac{lb}{h} \times \frac{0.98 lb H_2SO_4}{lb} = 50412.3107 \frac{lb KgH_2SO_4}{h}$$

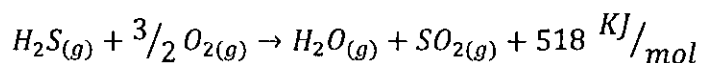
1Kmol de Ácido Sulfúrico para ser producido

$$50412.3107 \frac{lb H_2SO_4}{h} \times \frac{1 lbmolH_2SO_4}{98 lb H_2SO_4} = 514.4113 \frac{lbmolH_2SO_4}{h}$$

ESQUEMAS DE LAS REACCIONES PARA EL PROCESO WSA

Según Laursen, J. K & Topsøe A/S, H. & Demark. (2007). (p. 2) [33]

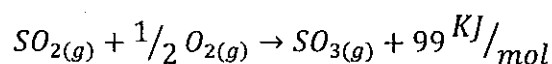
Combustión:



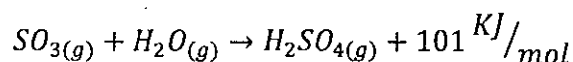
Según Almqvist, M & Andersson, N & Holmqvist, A. & Jönsson, J. (2008). (p. 8)

[47]

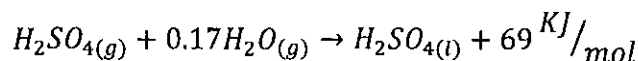
Oxidación:



Hidratación:



Condensación:



Según Laursen, J.K. & Topsøe A/S, H & Demark (2007) (p. 2) la condensación selectiva en el condensador WSA se asegura de que el ácido regenerado fresco será 98% w/w incluso con el gas de proceso húmedo. [33]

- Se asume que todo el H_2SO_4 (g) es condensado a H_2SO_4 (l)

$$514.4113 \frac{\text{lbmol } H_2SO_{4(l)}}{h} \times \frac{1 \text{ lbmol } H_2SO_{4(g)}}{1 \text{ lbmol } H_2SO_{4(l)}} \\ = 514.4113 \text{ lbmol } H_2SO_{4(g)} / h$$

- Se asume que todo el $\text{SO}_3(g)$ es hidratado a $\text{H}_2\text{SO}_4(g)$

$$514.4113 \frac{\text{lbmolH}_2\text{SO}_4(g)}{h} \times \frac{1\text{lbmolSO}_3(g)}{1\text{lbmolH}_2\text{SO}_4(g)} = 514.4113 \frac{\text{lbmolSO}_3(g)}{h}$$

Según el gráfico de la Fig (6) Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A. (2006). (pp. 6-7). se muestra el porcentaje de conversión en equilibrio del $\text{SO}_{2(g)}$ frente a la temperatura ($^{\circ}\text{C}$) para cada cama del catalizador siendo en total 3 camas , con una conversión global de SO_2 a SO_3 en el convertidor del 98.0 %. [78]

$$\text{SO}_{2\text{requerido}} = 514.4113 \frac{\text{lbmolSO}_3(g)}{h} \times \frac{1\text{lbmolSO}_{2\text{requerido}}}{0.98 \text{ lbmolSO}_{3\text{generado}}}$$

$$\text{SO}_{2\text{requerido}} = 524.9095 \frac{\text{lbmolSO}_2}{h} \times \frac{64 \text{ lbSO}_2}{1 \text{ lbmolSO}_2}$$

$$\text{SO}_{2\text{requerido}} = 33594.2095 \frac{\text{lbSO}_2}{h}$$

Según Xicoy Almirall, B. (2009). (p.19), dice que el quemado de H_2S a SO_2 y H_2O son producidos equimolarmente, parece teóricamente posible producir 100% Ácido Sulfúrico directamente de la combustión de gases. Sin embargo el H_2S contiene gases como el aire para su combustión y el aire para la conversión de SO_2 a SO_3 siempre contiene vapor, el gas siempre contiene más vapor de agua que la proporción correspondiente de $\text{H}_2\text{O}:\text{SO}_2=1:1$, entonces la concentración en masa del ácido sulfúrico es de alrededor 80-90%. Independientemente de este hecho, en la actualidad Haldor Topsøe en su proceso WSA es capaz de producir ácido sulfúrico al 98% en peso. [98]

- Asumiendo una conversión de $\text{H}_2\text{S}_{(g)}$ a $\text{SO}_{2(g)}$ del 100%:

$$\text{H}_2\text{S}_{\text{requerido}} = 524.9095 \frac{\text{lbmolSO}_{2(g)}}{h} \times \frac{1\text{lbmolH}_2\text{S}_{(g)}}{1\text{lbmolSO}_{2(g)}}$$

$$\text{H}_2\text{S}_{\text{requerido}} = 524.9095 \frac{\text{lbmolH}_2\text{S}_{(g)}}{h} \times \frac{34 \text{ lbH}_2\text{S}_{(g)}}{1\text{lbmolH}_2\text{S}_{(g)}} \text{ (El cual proviene de la salida del$$

Regenerador de la planta de Endulzamiento de Gases)

$$H_2S_{requerido} = 17846.9238 \frac{lb H_2S(g)}{h}$$

La cantidad de oxígeno requerido según las reacciones

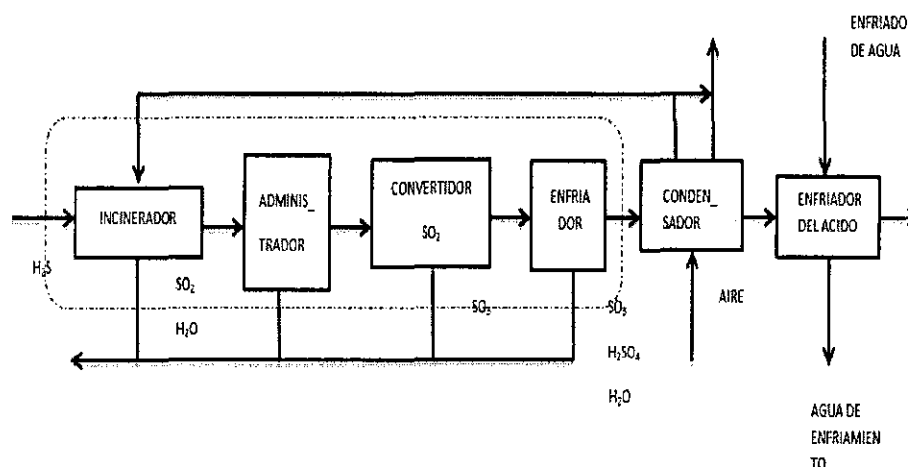
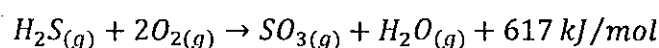
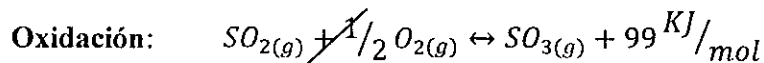
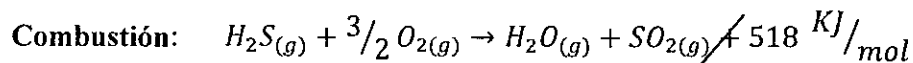


Figura 6.6: Etapas del proceso WSA

Fuente: Haldor Topsøe. WSA-Flexible Sulphur Management. [Fig.].(p.4).
Recuperado de <http://www.digitalrefining.com/data/literature/file/614532140.pdf>

La cantidad de oxígeno requerido para convertir 1 lbmol de H_2S a $SO_3=2.0$ lbmol.

$$O_{2consumido} = 524.9095 \frac{lbmol H_2S(g)}{h} \times \frac{2lbmol O_{2(g)}consumido}{1lbmol H_2S}$$

$$O_{2consumido} = 1049.8190 \frac{lbmol O_{2(g)}}{h}$$

$$O_{2consumido} = 33594.2095 \frac{lb O_{2(g)}}{h}$$

Usando un 40% de exceso:

$$O_{2\text{ requerido}} = 1049.8190 \frac{\text{lbmol} O_2}{h} \times 1.4 = 1469.7467 \frac{\text{lbmol} O_2}{h}$$

$$O_{2\text{ requerido}} = 1469.7467 \frac{\text{lbmol} O_2}{h} \times \frac{32 \text{ lb} O_2}{1 \text{ lbmol} O_2} = 47031.8933 \frac{\text{lb} O_2}{h}$$

- El total de aire seco puede calcularse como:

$$N_{2\text{ ent}} = 1469.7467 \frac{\text{lbmol} O_2}{h} \times \left(\frac{0.79 \text{ lbmol} N_2}{0.21 \text{ lbmol} O_2} \right) = 5529.0470 \frac{\text{lbmol} N_2}{h}$$

$$N_{2\text{ ent}} = 5529.0470 \frac{\text{lbmol} N_2}{h} \times \frac{28.2 \text{ lb} N_2}{1 \text{ lbmol} H_2S} = 155919.1250 \frac{\text{lb} N_2}{h}$$

$$\begin{aligned} \text{Aire Seco}_{\text{ent}} \left(\frac{\text{lbmol}}{h} \right) &= 1469.7467 \frac{\text{lbmol} O_2}{h} + 5529.0470 \frac{\text{lbmol} N_2}{h} \\ &= 6998.7937 \text{ lbmol aire seco} / h \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Aire Seco}_{\text{ent}} \left(\frac{\text{lb}}{h} \right) &= 47031.8933 \frac{\text{lb} O_2}{h} + 155919.1250 \frac{\text{lb} N_2}{h} \\ &= 202951.0183 \text{ lb aire seco} / h \end{aligned}$$

A 86.85°F, se asume una humedad Relativa de 82.7%, este dato fue obtenido de la tabla de monitoreo de Calidad de Aire de la Refinería, luego se calcula la humedad absoluta en la carta psicrométrica.

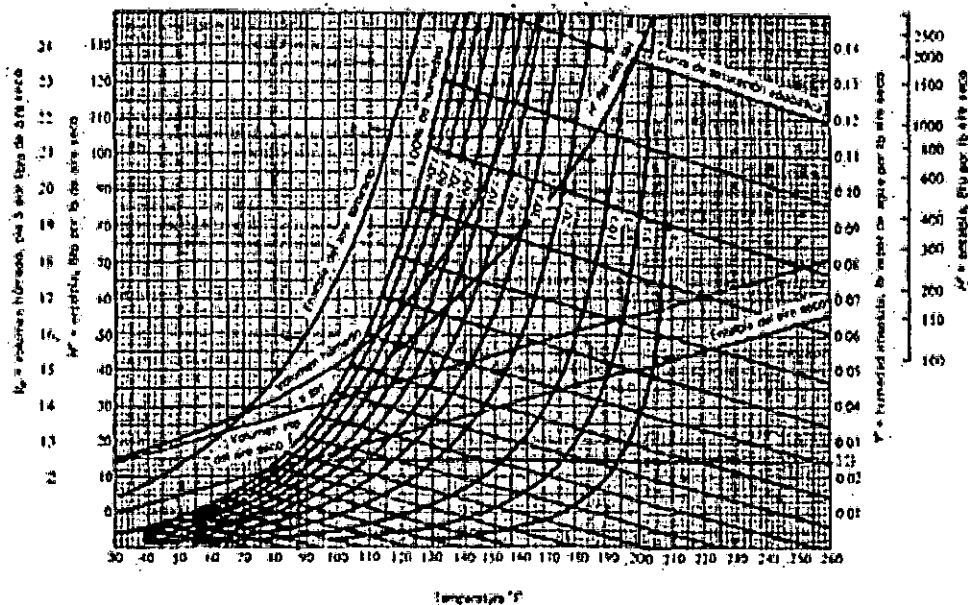


Figura 6.7: Carta psicométrica para el aire - vapor de agua, 1atm std abs., en unidades inglesas de ingeniería

Fuente: Treybal, R.E. *Operaciones de Transferencia de Masa* (p.261)

$$H_{absoluta} = \frac{0.025 \text{ lb } H_2O}{\text{lb aire seco}}$$

Luego el agua que entra con el aire seco es:

$$202951.0183 \frac{\text{lb aire seco}}{h} \times \frac{0.025 \text{ lb } H_2O}{\text{lb aire seco}}$$

$$= 5073.7755 \frac{\text{lb vapor } H_2O}{h} \times \frac{1 \text{ lbmol } H_2O}{18 \text{ lb } H_2O} = 281.8764 \frac{\text{lbmol } H_2O}{h}$$

EL PESO TOTAL DE AIRE QUE ENTRA ES:

$$\text{Aire Húmedo} \left(\frac{\text{lb}}{h} \right):$$

$$202951.0183 \frac{\text{lb Aire Seco}}{h} + 5073.7755 \frac{\text{lb } H_2O}{h} = 208024.7937 \frac{\text{lb Aire húmedo}}{h}$$

$$\text{Aire Húmedo} \left(\frac{\text{lbmol}}{h} \right):$$

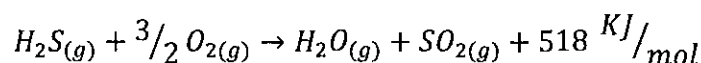
$$6998.7937 \frac{\text{lbmol Aire Seco}}{h} + 281.8764 \frac{\text{lbmol } H_2O}{h} = 7280.6701 \frac{\text{lbmol Aire Húmedo}}{h}$$

Cuadro 6.20: Composición del aire total que ingresa

Componentes	lbmol/h	lb/h	Fracción molar Y_i
O ₂	1469.7467	47031.8933	0.2019
N ₂	5529.0470	155919.1250	0.7594
H ₂ O	281.8764	5073.7755	0.0387
Total	7280.6701	208024.7937	1.0000

Fuente: Las Autoras

6.1.4.1. Primer balance en el Incinerador



Según: Laursen, J.K.& Jensen, F. E. (2007) .(p. 82).

El gas se incinera a SO₂ en un quemador seguido por una caldera de calor residual. A menos que el gas de alimentación contenga otros combustibles, la asistencia combustible es necesario si el gas de alimentación contiene menos que el 25% de H₂S. [41]

Cuadro 6.21: Composición del gas que ingresa al Incinerador

Componentes	lbmol/h	lb/h	Y_i	%
H ₂ S	524.9095	17846.9239	0.7804	78.0356
CO ₂	147.7447	6500.7667	0.2196	21.9644
Total	672.6542	24347.6906	1.0000	100.0000

Fuente: Las Autoras

Como se puede apreciar se cuenta con 78.04% de H₂S como gas de alimentación al Incinerador, por ello no se necesitará la asistencia de combustible

Balance de N_{2(g)}:

$$N_{2(g)entra} = N_{2(g)sale} = 5529.0470 \frac{lbmol}{h} = 155919.1250 \frac{lb}{h}$$

Balance de CO_{2(g)}:

$$CO_{2(g)entra} = CO_{2(g)sale} = 147.7447 \frac{lbmol}{h} = 6500.7667 \frac{lb}{h}$$

Balance de $H_2S_{(g)}$:

Si la conversión del $H_2S_{(g)}$ a $SO_{2(g)}$ es del 100%

$$(n H_2S_{(g)})_0 = 17846.9239 \frac{lb H_2S}{h} \times \frac{1 lbmol H_2S}{34.0 lb H_2S} = 524.9095 \frac{lbmol}{h}$$

$$(n H_2S_{(g)})_s = (n H_2S_{(g)})_0 - \varepsilon$$

$$\varepsilon = 1.00(n H_2S_{(g)})_0 = 1.00(524.9095) = 524.9095 \frac{lbmol}{h}$$

$$(n H_2S_{(g)})_s = 0.0 \frac{lbmol}{h} = 0.0 \frac{lb}{h}$$

Balance de $O_{2(g)}$:

$$(n O_2)_s = (n O_2)_0 - \frac{3}{2} \varepsilon$$

$$(n O_2)_0 = 1469.7467 \frac{lbmol}{h} = 47031.8933 \frac{lb}{h}$$

$$(n O_2)_s = 1469.7467 - \frac{3}{2}(524.9095) = 682.3824 \frac{lbmol}{h} = 21836.2362 \frac{lb}{h}$$

Balance de $H_2O_{(g)}$:

$$(n H_2O)_{generada} = \varepsilon = 524.9095 \frac{lbmol}{h} = 9448.3714 \frac{lb}{h}$$

$$(n H_2O)_0 = (n H_2O)_{ingresa \text{ con el aire seco}}$$

$$(n H_2O)_0 = 281.8764 \frac{lbmol}{h} = 5073.7755 \frac{lb}{h}$$

$$(n H_2O)_s = (n H_2O)_0 + (n H_2O)_{genera}$$

$$(n H_2O)_s = 281.8764 + 524.9095 = 806.7859 \frac{lbmol}{h} = 14522.1469 \frac{lb}{h}$$

Balance de SO_{2(g)}:

$$(n SO_2)_{generada} = \varepsilon = 524.9095 \frac{lbmol}{h} = 33594.2095 \frac{lb}{h}$$

Según: Laursen, J.K.& Jensen, F. E. (2007) (p. 82). El gas incinerado contiene típicamente 5-6% de SO₂ y toda el agua de la combustión del H₂S y otros materiales combustibles. [41]

- Según: Christensen, C. (2009). El contenido de SO₂ en porcentaje en volumen está 6-7% en el proceso WSA

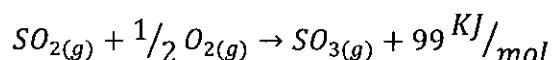
Cuadro 6.22: Gases de salida del Incinerador

Gases de salida del Incinerador	lbmol/h	Y _i	%
N _{2(g)}	5105.1679	0.7157	71.57
CO _{2(g)}	147.7447	0.0207	2.07
H ₂ O _(g)	785.1762	0.1101	11.01
SO _{2(g)}	524.9095	0.0736	7.36
O _{2(g)}	569.7057	0.0799	7.99
Total	7132.7040	1.0000	100.00

Fuente: Las Autoras

El porcentaje de SO_{2(g)} obtenido en a la salida del Incinerador es de 7.36% en v/v

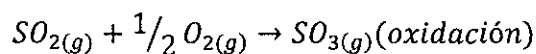
6.1.4.2. Primer balance en el Convertidor de SO₂



Según Rosenberg, H., Topsøe A/S, H., Lyngby & Denmark (2006). (p. 192), el proceso conversión catalítica del proceso del SO₂ en una planta del WSA es similar a la conversión del SO₂ de una planta convencional de ácido sulfúrico basado en absorción, excepto que la reacción catalítica tiene lugar en una gas húmedo. La oxidación catalítica del SO₂ húmedo ha sido practicada por décadas, y la mayoría de los catalizadores de oxidación SO₂ Topsøe de la serie VK tiene alta actividad cuando opera en un gas húmedo.

El diseño del convertidor SO₂ depende de la concentración del SO₂ en el gas de proceso y en el requerimiento de conversión del SO₂, y en el grado de remoción del SO₂,y

cuenta con uno, dos o tres camas catalíticas. En caso del concepto de múltiples camas, el enfriamiento entre camas es requerido. [99]



Para obtener una conversión de SO_2 del 98% se requeriría un convertidor de 3 camas. Según Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A. (2006) como se puede mostrar en las páginas (6-7) en las que dice el único camino para evitar limitaciones en la conversión con respecto a la temperatura es usando 3 a 4 camas catalíticas secuencialmente con gas de refrigeración entre ellas y esto permite una oxidación de SO_2 adicional en la siguiente cama catalítica. [78] Ver Figuras 6.8 y 4.72.

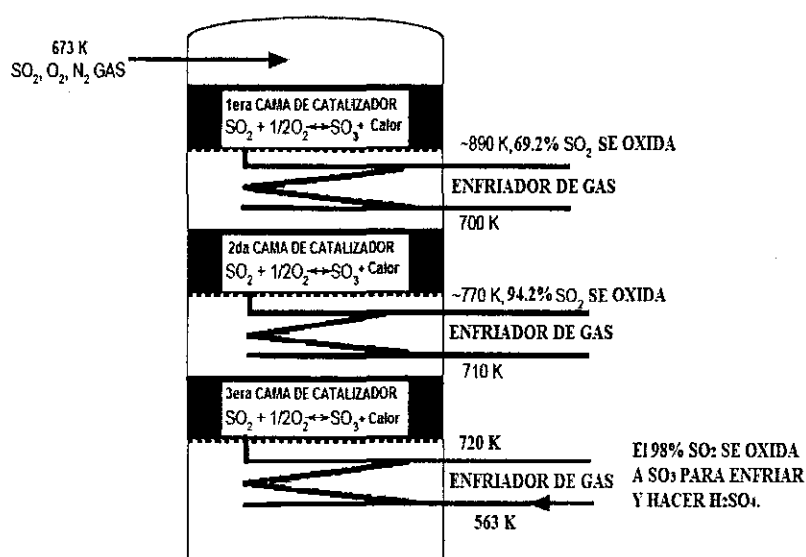
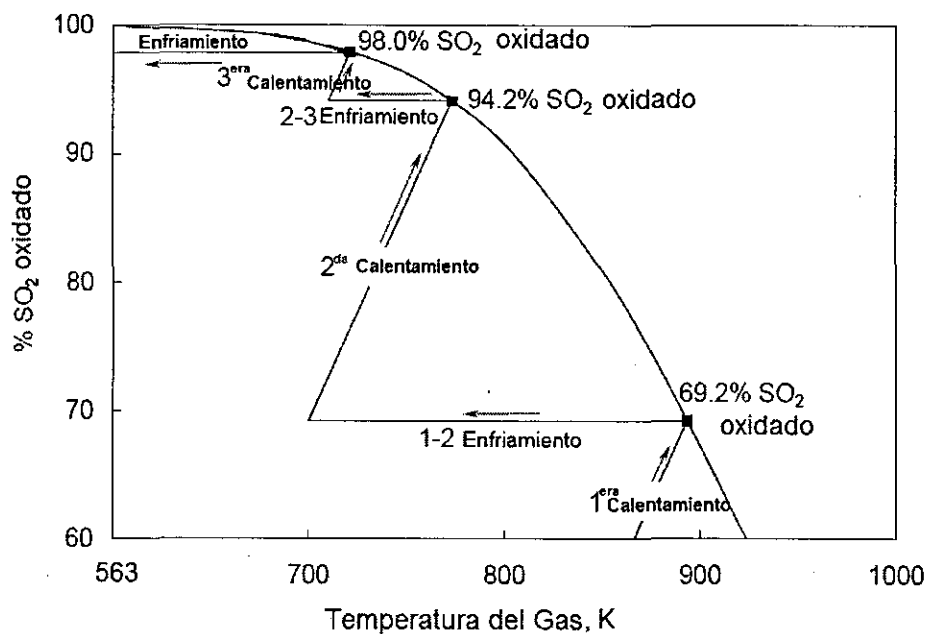


Figura 6.8: Esquema del convertidor de SO_2 de 3 camas catalíticas con enfriamiento entre las camas

Fuente: Modificado de Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A. (2006). Sulphuric Acid Manufacture. (p.6). Recuperado de: http://www.saimm.co.za/Conferences/Pyro2006/001_Davenport.pdf



Fuente: Modificado de Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger,

Figura 6.9: Curva de equilibrio del convertidor de SO₂ con 3 camas catalíticas con enfriamiento entre las camas

A. (2006). Sulphuric Acid Manufacture. (p.7). Recuperado de: http://www.saimm.co.za/Conferences/Pyro2006/001_Davenport.pdf

$$(n_{SO_{2(g)}})_0 = 524.9095 \text{ lbmol/h}$$

$$(n_{O_{2(g)}})_0 = 682.3824 \text{ lbmol/h}$$

$$(n_{N_{2(g)}})_0 = 5529.0470 \text{ lbmol/h}$$

$$(n_{CO_{2(g)}})_0 = 147.7447 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

$$(n_{H_2O_{(g)}})_0 = 806.7859 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

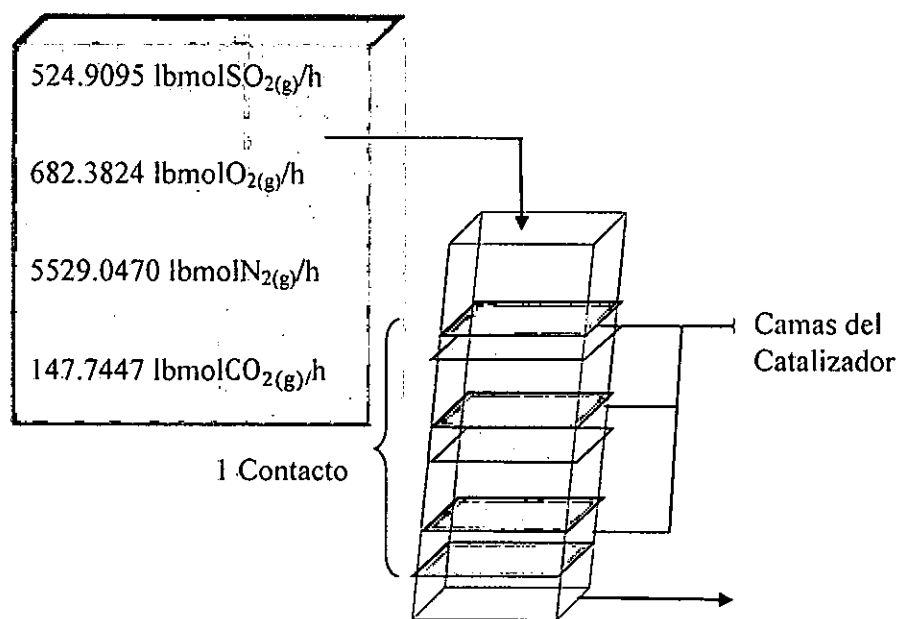


Figura 6.10: Alimentación al convertidor de SO₂

Fuente: Modificado de Sevas Educational Society. (2006). Material Balance given to Design a 1000 TPD Capacity H₂SO₄ Acid Plant. *Production of Sulfuric Acid*. Komatipalli, India. En Revista VIRTUALPRO. Recuperado el 14 de Diciembre de 2011 de

http://www.sbioinformatics.com/design_thesis/Sulphuric_acid/Sulfuric-2520Acid_Material-2520Balance.pdf

Cuadro 6.23: Temperatura y conversiones en cada etapa del convertidor

Localización	Temperatura (°F)	Conversión Equivalente (%)
Gas que entra al primer paso	752	
Gas que sale del primer paso	1142.6	
Elevación en la temperatura	360	69.2%
Gas que entra al segundo paso	800.6	
Gas que sale del segundo paso	926.6	
Elevación en la temperatura	126	25%
Gas que entra al tercer paso	818.6	
Gas que sale al tercer paso	836.6	
Elevación en la temperatura	18	3.8%
Enfriamiento del Gas de salida del Tercer paso	554	
Elevación Total		98.0%

Fuente: Modificado de Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A. (2006). Sulphuric Acid Manufacture. (p.6). Recuperado de: http://www.saimm.co.za/Conferences/Pyro2006/001_Davenport.pdf

PRIMERA ETAPA

La conversión es del 69.20%

$$(SO_2)_S = (SO_2)_0 - \varepsilon_1$$

$$\varepsilon_1 = 0.692(SO_2)_0 = 0.692(524.9095) = 363.2374 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_2)_S = (S_2O)_0 - 0.692(S_2O)_0 = 161.6721 \text{ lbmol/h}$$

$$(O_2)_S = (O_2)_0 - \frac{1}{2} \varepsilon_1$$

$$(O_2)_S = 682.3824 - \frac{1}{2} (363.2374) = 500.7637 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_3)_S = \varepsilon_1 = 363.2374 \text{ lbmol/h}$$

SEGUNDA ETAPA

La conversión es del 25%

$$\varepsilon_2 = 0.25(SO_2)_0 = 0.25(524.9095) = 131.2274 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_2)_S = (SO_2)_0 - \varepsilon_2$$

$$(SO_2)_S = 161.6721 - 131.2274 = 30.4448 \text{ lbmol/h}$$

$$(O_2)_S = (O_2)_0 - \frac{1}{2}\varepsilon_2$$

$$(O_2)_S = 500.7637 - \frac{1}{2}(131.2274) = 435.1500 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_3)_S = (SO_3)_0 + \varepsilon_2 = 363.2374 + 131.2274 = 494.4648 \text{ lbmol/h}$$

TERCERA ETAPA

La conversión es del 3.8%

$$\varepsilon_3 = 0.038(SO_2)_0 = 0.038(524.9095) = 19.9466 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_2)_S = (SO_2)_0 - \varepsilon_3$$

$$(SO_2)_S = 30.4448 - 19.9466 = 10.4982 \text{ lbmol/h}$$

$$(O_2)_S = (O_2)_0 - \frac{1}{2}\varepsilon_3$$

$$(O_2)_S = 435.1500 - \frac{1}{2}(19.9466) = 425.1767 \text{ lbmol/h}$$

$$(SO_3)_S = (SO_3)_0 + \varepsilon_3 = 494.4648 + 19.9466 = 514.4113 \text{ lbmol/h}$$

$$(N_2)_S = (N_2)_0 = 5529.0470 \text{ lbmol/h}$$

$$(CO_2)_S = (CO_2)_0 = 147.7447 \text{ lbmol/h}$$

$$(H_2O)_S = (H_2O)_0 = 806.7859 \text{ lbmol/h}$$

Cuadro 6.24: Primer balance de la conversión de gases en cada cama del Convertidor de SO₂

Componentes	I Etapa 69.2% Conversión		II etapa 25% Conversión		III Etapa 3.8% Conversión		
	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Salida lb/h
N ₂	5529.047	5529.047	5529.047	5529.047	5529.047	5529.047	155919.1 3
CO ₂	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	6500.766 8
H ₂ O	806.7859	806.7859	806.7859	806.7859	806.7859	806.7859	14522.14 6
SO ₂	524.9095	161.6721	161.6721	30.4448	30.4448	10.4982	671.8842
SO ₃	0	363.2374	363.2374	494.4648	494.4648	514.4113	41152.90 7
O ₂	682.3824	500.7637	500.7637	435.15	435.15	425.1767	13605.65 5

Fuente: Las autoras

6.1.4.3. Uso del aire en la Planta WSA

Según Laursen, J. K. & Topsøe A/S, H. & Demark. (2007) Parte del aire es usado para la combustión en el incinerador de H_2S y la parte restante puede ser mezclada para aumentar la flotabilidad de los gases de chimenea o puede ser utilizado para el precalentamiento del agua de alimentación de calderas. [33]

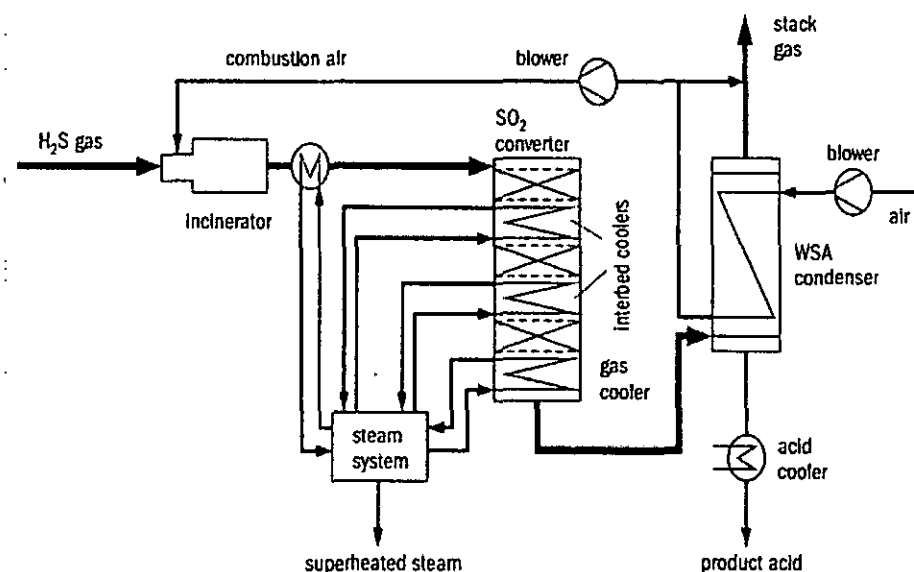


Figura 6.11: WSA process for H_2S gas

Fuente: Laursen, J.K. & Jensen, F. E. (2007). *WSA-Meeting industry demands*. (p. 80). [Figura]. (2007). En Haldor Topsøe Catalysing your Business. Recuperado de http://www.TopsOe.com/business_areas/sulphuric_acid/~media/PDF%20files/WSA/TopsOe_wsa_meet_%20industry_demands.ashx

6.1.4.3.1. Aire que ingresa a la Chimenea

6.1.4.3.1.1. Aire seco que ingresa a la Chimenea

Como el $\text{O}_2(\text{g})$ de salida del convertidor de SO_2 es: 13605.6549 lb/h

Entonces se destinará a la chimenea: 3605.6549 lb/h de $\text{O}_2(\text{g})$

$$= 112.6767 \text{ lbmol/h } \text{O}_2(\text{g})$$

$$\text{N}_2(\text{g}) = 112.6767 \text{ lbmol/h } \text{O}_2(\text{g}) \times \frac{0.79 \text{ lbmol } \text{N}_2}{0.21 \text{ lbmol } \text{O}_2} = 423.8791 \text{ lbmol } \text{N}_2/\text{h}$$

$$= 11953.3897 \text{ lbN}_2/\text{h}$$

- (lb/h) de Aire seco= 3605.6549 lb/h O₂+11953.3897 lb/h N₂
= 15559.0446 lb/h aire seco
- (lbmol/h) de Aire seco= 112.6767 lbmol O₂/h + 423.8791lbmol N₂/h
= 536.5558 lbmol/h aire seco

6.1.4.3.1.2. Aire húmedo que ingresa a la Chimenea

Contenido de Agua que entra con el aire seco hacia la chimenea:

$$\frac{0.025 \text{ lb de vapor } H_2O}{\text{lb aire seco}} \times 15559.0446 \text{ lb aire seco/h} = 388.9761 \text{ lb } H_2O/h$$

$$= 21.6098 \text{ lbmol } H_2O/h$$

- (lb/h) Aire húmedo= 15559.0446 lb/h aire seco + 388.9761lb/h H₂O
= 15948.0207 lb/h
- (lbmol/h) Aire húmedo= 536.5558 lbmol aire seco/h+ 21.6098lbmol H₂O/h
= 558.1656 lbmol/h

6.1.4.3.2. Aire que ingresa al Incinerador

6.1.4.3.2.1. Aire seco que ingresa al Incinerador

$$\text{Balance de O}_{2(g)} = 47031.8933 \text{ lb/h} - 3605.6549 \text{ lb/h}$$

$$= 43426.2385 \text{ lb/h} = 1357.0700 \text{ lbmol/h}$$

$$\text{Balance de N}_{2(g)} = 155919.1250 \text{ lb/h} - 11953.3897 \text{ lb/h}$$

$$= 143965.7352 \text{ lb/h} = 5105.1679 \text{ lbmol/h}$$

- (lb/h) Aire Seco = 43426.2385 lb/h + 143965.7352 lb/h
= 187391.9737 lb/h
- (lbmol/h) Aire Seco = 1357.0700 lbmol/h + 5105.1679 lbmol/h
= 6462.2379 lbmol/h

6.1.4.3.2.2. Aire húmedo que ingresa al incinerador

Contenido de Agua que entra con el aire seco hacia el incinerador:

$$\frac{0.025 \text{ lb vapor de } H_2O}{\text{lb aire seco}} \times 187391.9737 \frac{\text{lb aire seco}}{h} = 4684.7993 \frac{\text{lb vapor de } H_2O}{h}$$
$$= 260.2666 \text{ lbmol/h}$$

- (lb/h) Aire húmedo = 187391.9737 lb/h + 4684.7993 lb/h
= 192076.7731 lb/h
- (lbmol/h) Aire húmedo = 6462.2379 lbmol/h + 260.2666 lbmol/h
= 6722.5045 lbmol/h

Por lo tanto los porcentajes de Aire para el Incinerador y la Chimenea son:

Porcentaje de Aire para el Incinerador:

$$\frac{6722.5045 \text{ lbmol/h}}{7280.6701 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 92.3\%$$

Porcentaje de Aire para la Chimenea:

$$\frac{558.1656 \text{ lbmol/h}}{7280.6701 \text{ lbmol/h}} \times 100 = 7.7\%$$

6.1.4.4. Balance en el incinerador tomando en cuenta la nueva alimentación de aire

Balance del $N_{2(g)}$

$$(n N_{2(g)})_{entra} = (n N_{2(g)})_{sale} = 143965.7352 \text{ lb } N_2/h$$
$$= 5105.1679 \text{ lbmol } N_2/h$$

Balance del $H_2S_{(g)}$

$$(n H_2S_{(g)})_0 = 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{h} = 17846.9238 \frac{\text{lb}}{h}$$
$$\xi = 524.9095 \text{ lbmol/h}$$

$$(H_2S_{(g)})_S = 0 \frac{\text{lbmol}}{h} = 0 \text{ lb/h}$$

Balance del $O_{2(g)}$

$$(n O_{2(g)})_0 = 1357.0700 \frac{\text{lbmol}}{h} = 43426.2385 \frac{\text{lb}}{h}$$

$$(O_{2(g)})_S = (O_{2(g)})_0 - \frac{3}{2} \xi$$

$$\xi = 524.9095 \text{ lbmol/h}$$

$$(n O_{2(g)})_S = 1357.0700 - \frac{3}{2} (524.9095) = \frac{\text{lbmol}}{h} = 569.7057 \frac{\text{lbmol}}{h} = 18230.5813 \frac{\text{lb}}{h}$$

Balance de H_2O

$$(n H_2O)_{generada} = \varepsilon = 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{h} = 9448.3714 \frac{\text{lb}}{h}$$

$$(n H_2O)_S = (n H_2O)_{entra \text{ con el aire seco}} + (n H_2O)_{generada}$$

$$(n H_2O)_0 = 260.2666 \frac{\text{lbmol}}{h} + 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{h} = 785.1762 \text{ lbmol/h}$$

$$= 14133.1708 \frac{\text{lb}}{h}$$

Balance de $SO_{2(g)}$

$$(n SO_{2(g)})_{generada} = \varepsilon = 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{h} = 33594.2095 \frac{\text{lb}}{h}$$

Cuadro 6.25: Gases de salida del Incinerador

Componentes	lbmol/h
N _{2(g)}	5105.1679
CO _{2(g)}	147.7447
H ₂ O _(g)	785.1762
SO _{2(g)}	524.9095
O _{2(g)}	569.7057
Total	7132.7040

Fuente: Las autoras

6.1.4.5. Balance en el Convertidor de SO₂ tomando en cuenta la nueva alimentación de aire

PRIMERA ETAPA:

La Conversión es del 69.20%

$$(n \text{ SO}_{2(g)})_S = (n \text{ SO}_{2(g)})_0 - \varepsilon_1$$

$$\varepsilon_1 = 0.692(n \text{ SO}_{2(g)})_0 = 0.692(524.9095) = 363.2374 \text{ lbmol/h}$$

$$(n \text{ SO}_{2(g)})_S = 524.9095 - 363.2374 = 161.6721 \text{ lbmol/h}$$

$$(n \text{ O}_{2(g)})_S = (n \text{ O}_{2(g)})_0 - \frac{1}{2} \varepsilon_1$$

$$(n \text{ O}_{2(g)})_S = 569.7057 - \frac{1}{2}(363.2374) = 388.0870 \text{ lbmol/h}$$

$$(n \text{ SO}_{3(g)})_S = \varepsilon_1 = 363.2374 \text{ lbmol/h}$$

SEGUNDA ETAPA

La Conversión es del 25%

$$\varepsilon_2 = 0.25(n SO_{2(g)})_0 = 0.25(524.9095) = 131.2274 \text{ lbmol/h}$$

$$(n SO_{2(g)})_S = (n SO_{2(g)})_0 - \varepsilon_2$$

$$(n SO_{2(g)})_S = 161.6721 - 131.2274 = 30.4448 \text{ lbmol/h}$$

$$(n O_{2(g)})_S = (n O_{2(g)})_0 - \frac{1}{2} \varepsilon_2$$

$$(n O_{2(g)})_S = 388.0870 - \frac{1}{2}(131.2274) = 322.4733 \text{ lbmol/h}$$

$$(n SO_{3(g)})_S = (n SO_{3(g)})_0 + \varepsilon_2 = 363.2374 + 131.2274 = 494.4648 \text{ lbmol/h}$$

TERCERA ETAPA

La Conversión es del 3.8%

$$\varepsilon_3 = 0.038(n SO_{2(g)})_0 = 0.038(524.9095) = 19.9466 \text{ lbmol/h}$$

$$(n SO_{2(g)})_S = (n SO_{2(g)})_0 - \varepsilon_3$$

$$(n SO_{2(g)})_S = 30.4448 - 19.9466 = 10.4982 \text{ lbmol/h}$$

$$(n O_{2(g)})_S = (n O_{2(g)})_0 - \frac{1}{2} \varepsilon_3$$

$$(n O_{2(g)})_S = 322.4733 - \frac{1}{2}(19.9466) = 312.5000 \text{ lbmol/h}$$

$$(n SO_{3(g)})_S = (n SO_{3(g)})_0 + \varepsilon_3 = 494.4648 + 19.9466 = 514.4113 \text{ lbmol/h}$$

$$(n N_{2(g)})_S = (n N_{2(g)})_0 = 5105.1679 \text{ lbmol/h}$$

$$(n CO_{2(g)})_S = (n CO_{2(g)})_0 = 147.7447 \text{ lbmol/h}$$

$$(n H_2O)_S = (n H_2O)_0 = 785.1762 \text{ lbmol/h [97]}$$

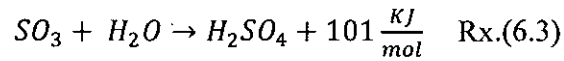
Cuadro 6.26: Balance de conversión de gases en cada cama del Convertidor de SO₂ con la nueva alimentación de aire

Componentes	I Etapa 69.2% Conversión		II Etapa 25% Conversión		III Etapa 3.8% Conversión		
	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Salida lb/h
N ₂	5105.1679	5105.1679	5105.1679	5105.1679	5105.1679	5105.1679	143965.7352
CO ₂	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	147.7447	6500.7667
H ₂ O	785.1762	785.1762	785.1762	785.1762	785.1762	785.1762	14133.1708
SO ₂	524.9095	161.6721	161.6721	30.4448	30.4448	10.4982	671.8842
SO ₃	0.0000	363.2374	363.2374	494.4648	494.4648	514.4113	41152.9067
O ₂	569.7057	388.0870	388.0870	322.4733	322.4733	312.5000	10000.0000

Fuente: Cuadro 6.22

6.1.4.6. Balance en el Condensador WSA

Consumo de H_2O asumiendo la conversión del SO_3 a H_2SO_4 al 100%



$$(n SO_3)_0 = 514.4113 \frac{lbmol}{h} = 41152.9067 lb/h$$

$$\xi = 514.4113 lbmol/h$$

$$(n SO_3)_s = 0.0 \frac{lbmol}{h}$$

$$(n H_2O_{(g)})_0 = 785.1762 \frac{lbmol}{h} = 14133.1708 lb/h$$

$$(n H_2O_{(g)})_s = (n H_2O_{(g)})_0 - \xi$$

$$(n H_2O_{(g)})_s = 270.7648 \frac{lbmol}{h} = 4873.7668 lb/h$$

$$(n H_2SO_{4(g)})_{generado} = \xi = 514.4113 \frac{lbmol}{h} = 50412.3107 \frac{lb}{h}$$

Consumo de Agua para la obtención de H_2SO_4 al 98%

$$= 51441.1333 lbH_2SO_{4(ac)}/h - 50412.3107 lbH_2SO_{4(puroal\ 98\%)} /h$$

$$= 1028.8227 lb H_2O/h = 57.1568 lbmolH_2O /h$$

Balance de H_2O sale con los gases del condensador:

$$4873.7668 lb/h - 1028.8227 lb/h = 3844.9441 lb/h$$

6.1.4.7. Balance en la Chimenea

Total de H₂O que sale por la Chimenea:

$$H_2O_{Total} = (H_2O)_{sale\ del\ condensador} + (H_2O)_{para\ flotabilidad\ de\ chimenea}$$

$$\begin{aligned} H_2O_{Total} &= 3844.9441 \frac{lb}{h} + 388.9761 \frac{lb}{h} \\ &= 4233.9202 \text{ lb/h} = 235.2178 \text{ bmol/h} \end{aligned}$$

Total de N₂ que sale por la Chimenea:

$$N_2_{Total} = (N_2)_{sale\ del\ condensador} + (N_2)_{para\ flotabilidad\ de\ chimenea}$$

$$\begin{aligned} N_2_{Total} &= 143965.7352 \frac{lb}{h} + 11953.3897 \frac{lb}{h} \\ &= 155919.1250 \text{ lb/h} = 5529.0470 \text{ lbmol/h} \end{aligned}$$

Total de O₂ que sale por la Chimenea:

$$O_2_{Total} = (O_2)_{sale\ del\ condensador} + (O_2)_{para\ flotabilidad\ de\ chimenea}$$

$$\begin{aligned} O_2_{Total} &= 10000.0000 \text{ lb/h} + 3605.6549 \text{ lb/h} \\ &= 13605.6549 \text{ lb/h} = 425.1767 \text{ lbmol/h} \end{aligned}$$

SO₂ que sale por la Chimenea:

$$(nSO_{2(g)})_s = 671.8842 \text{ lb/h} = 10.4982 \text{ lbmol/h}$$

CO₂ que sale por la Chimenea:

$$(nCO_{2(g)})_s = 6500.7667 \text{ lb/h} = 147.7447 \text{ lbmol/h}$$

Cuadro 6.27: Gases que salen por la Chimenea

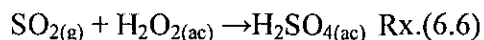
Componentes	lbmol/h	lb/h	%
N _{2(g)}	5529.0470	155919.1250	87.1034
O _{2(g)}	425.1767	13605.6549	6.6981
SO _{2(g)}	10.4982	671.8842	0.1654
SO _{3(g)}	0.0000	0.0000	0.0000
CO _{2(g)}	147.7447	6500.7667	2.3275
H ₂ O _(g)	235.2178	4233.9202	3.7056
Total	6347.6844	180931.3509	100.0000

Fuente: Las Autoras.

(Véase el Diagrama de Bloques con Balance de Materia en el Plano N°4)

Una alternativa para el tratamiento de estos Gases de chimenea según Davenport, W.G., King, M.J., Rogers, B & Weissenberger, A. (2006). (pp.14-15).

Es la Depuración (Scrubbing) con Peróxido. El proceso utiliza peróxido de hidrógeno (H₂O₂) para oxidar el SO₂ a ácido sulfúrico.



La depuración se consigue por contacto directo en una torre de pulverización a contracorriente. El peróxido reacciona con el SO₂ en la primera cámara y se desborda a la segunda cámara. La concentración de ácido de purga es de aproximadamente 50% de H₂SO₄, que se recicla a la planta de ácido como agua de dilución o se vende como un subproducto, para el cual debe existir un mercado. [78]

BALANCE DE ENERGÍA

6.2. BALANCE DE ENERGÍA

6.2.1. Balance de energía del Endulzamiento de Gases Ácidos

6.2.1.1. Cantidad de calor tomado por el Gas en el Absorbedor (Scrubbing):

La Temperatura promedio en el sistema:

$$\left[\frac{88 + 105.1}{2} \right] = 96.55^\circ F (35.86^\circ C) (308.86K)$$

Luego el Calor específico del Gas dulce a la Temperatura promedio se halla en función de su fracción molar de los gases secos y de sus Cp se sacan de las Tablas de Heat Capacity of Organic and Inorganic Compounds "Chemical Properties Handbook" a la Temperatura Promedio 308.86K

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \quad (C_p - \text{Joule}/(\text{mol K}), T - K).$$

Cuadro 6.28: Capacidad calorífico de los componentes del Gas Endulzado

Componentes	A	B	C	D	E
H ₂ S	33.878	-1.1216E-02	5.2578E-05	-3.8397E-08	9.0281E-12
CO ₂	27.437	4.2315E-02	-1.9555E-05	3.9968E-09	-2.9872E-13
CO	29.556	-6.5807E-03	2.0130E-05	-1.2227E-08	2.2617E-12
N ₂	29.342	-3.5395E-03	1.0076E-05	-4.3116E-09	2.5935E-13
CH ₄	34.942	-3.9957E-02	1.9184E-04	-1.5303E-07	3.9321E-11
C ₂ H ₆	28.146	4.3447E-02	1.8946E-04	-1.9082E-07	5.3349E-11
C ₃ H ₈	28.277	1.1600E-01	1.9597E-04	-2.3271E-07	2.8669E-11
C ₄ H ₁₀	20.056	2.8153E-01	-1.3143E-05	-9.4571E-08	3.4149E-11
H ₂	25.399	2.0178E-02	-3.8549E-05	3.1880E-08	-8.7585E-12

Fuente: Yaws C.L. (1999) Chemical Properties Mondbook

Cuadro 6.29: Calculo de las capacidades caloríficos del Gas Endulzado

Componente	Y _i (molar)	C _p _i (J/mol K)	Y _i *C _p _i
H ₂ S	0.0000500	34.3803358	0.00171902
CO ₂	0.0180395	38.7560478	0.69913972
CO	0.0012039	29.1041101	0.03503771
N ₂	0.1003432	29.0853117	2.91851443
CH ₄	0.2983017	36.7504247	10.96271287
C ₂ H ₆	0.2827962	54.5018550	15.41291710
C ₃ H ₈	0.0272370	76.2038427	2.07556310
C ₄ H ₁₀	0.0270300	103.2802268	2.79166312
H ₂	0.2433799	28.8134140	7.01260621
TOTAL			41.90987328

Fuente: Cuadro 6.9 y cuadro 6.28

$$C_p = \sum_{i=1}^n y_i * C_{pi} = 41.9099 \text{ J/mol.K}$$

Sabiendo que 1J/mol K= 0.2388 BTU/lbmol °F

$$C_p = 41.9099 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \times \frac{0.2388 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{F}}}{1 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}} = 10.0081 \text{ BTU/ lbmol } ^\circ\text{F}$$

Parte del Calor que se genera es por la reacción exotérmica de la amina, el cual es tomado por el gas, de allí la justificación del porque la mezcla debe de calentarse al salir del tope. La fórmula para determinar el calor es:

$$Q = W \times C_p \times (T_2 - T_1) \quad \text{Ec.(6.26)}$$

Dónde: (Q) calor de la reacción; (W) moles del gas tratado que sale del absorbedor; (Cp) es la capacidad calorífica, valor que se obtiene a través de las Tablas del “ChemicalPropertiesHandbook”, (T₁) (T₂) es la temperatura de entrada y salida del proceso, aplicando la ecuación (6.26) se tiene:

$$Q_{GT} = 7517.4119 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \times \frac{10.0081 \text{ BTU}}{\text{lbmol } ^\circ\text{F}} \times (105.1 - 88) ^\circ\text{F}$$

$$Q_{GT} = 1286515.8081 \text{ BTU/h}$$

Calor de la Reacción.- La cantidad de calor que se genera cuando la MDEA absorbe el gas ácido se puede determinar conociendo el calor de reacción de cada componente absorbido, el cual se obtiene en las Tablas (Tabla N°19”Calor de la Reacción con H₂S y CO₂” [39], también es necesario conocer el número de moles de cada gas ácido que se retiran del sistema.

$$Q_r = \Delta H_r \quad \text{Ec.(6.27)}$$

$$\Delta H_{\text{CO}_2 \text{ reacción}} = 577 \text{ BTU/lb}$$

$$\Delta H_{\text{H}_2\text{S reacción}} = 450 \text{ BTU/lb}$$

$$Q(\text{CO}_2) = 147.7447 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \times 44.00 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \times 577 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q(\text{CO}_2) = 3750942.3839 \text{ BTU/h} = 3.75 \text{ MMBTU/h}$$

$$Q(H_2S) = 524.9095 \frac{lbmol}{h} \times 34.00 \frac{lb}{lbmol} \times 450 \frac{BTU}{lb}$$

$$Q(H_2S) = 8031115.7671 BTU/h = 8.03 MMBTU/h$$

El calor remanente en la amina es igual al calor que se genera menos el que absorbe el gas natural que sale por el tope.

$$Q_{remanente} = (3.75 \times 10^6 + 8.03 \times 10^6) - 1286515.8081$$

$$Q_{remanente} = 10495542.34 BTU/h = 10.4955 MMBTU/h$$

Temperatura: El valor de la Temperatura la selecciona el diseñador, teniendo cuidado que el valor seleccionado este como mínimo 10°F por encima de la temperatura a la cual llega el gas a la Planta, en la revista "ORGANIC CHEMICALS MDEA Proven Technology for Gas Treating Systems" dice en su pág 6 para mantener la calidad de las tuberías de gas, la solución MDEA no se debe ejecutar encima de 110°F cuando entra en el contactor. En este caso específico la temperatura del gas a la entrada de la planta es de 88°F, luego la temperatura de la Amina pobre o limpia alcanza un valor de 105°F, con lo cual se cumple con el requisito establecido sobre el valor de la temperatura que tiene que estar por lo menos 10°F por encima. [44]

Calor absorbido por la solución = Calor de la Reacción

Incremento de la temperatura en la solución:

$$m = 672.6542 \frac{lbmol}{h} \times 2 \frac{lbmol MDEA}{lbmol} \times 119.17 \frac{lb MDEA}{lbmol MDEA} \times \frac{lb solución MDEA}{0.50 lb MDEA}$$

$$m = 320640.8159 \frac{lb solución MDEA}{h}$$

A partir de la fórmula: $Q = m C_p (T_2 - T_1)$ (Ec. 6.28)

Se obtiene el incremento de Temperatura de la solución, para ello se utiliza el calor remanente, mientras la capacidad calorífica se obtiene la gráfica de la revista ORGANIC CHEMICALS MDEA Proven Technology for Gas Treating Systems pág.23 "Specific Heat of Aqueous MDEA solutions. [68]

$$C_{p@96.5^\circ F} = 0.846 \frac{BTU}{lb^\circ F}$$

$$T_2 - T_1 = 10.4955 \times 10^6 \frac{BTU}{h} \times \frac{h}{320640.8159 lb} \times \frac{lb \text{ } ^\circ F}{0846 BTU}$$

$$T_2 - T_1 = 38.69 \text{ } ^\circ F$$

$$T_2 - 105 \text{ } ^\circ F = 38.69 \text{ } ^\circ F$$

$$T_2 = 143.69 \text{ } ^\circ F$$

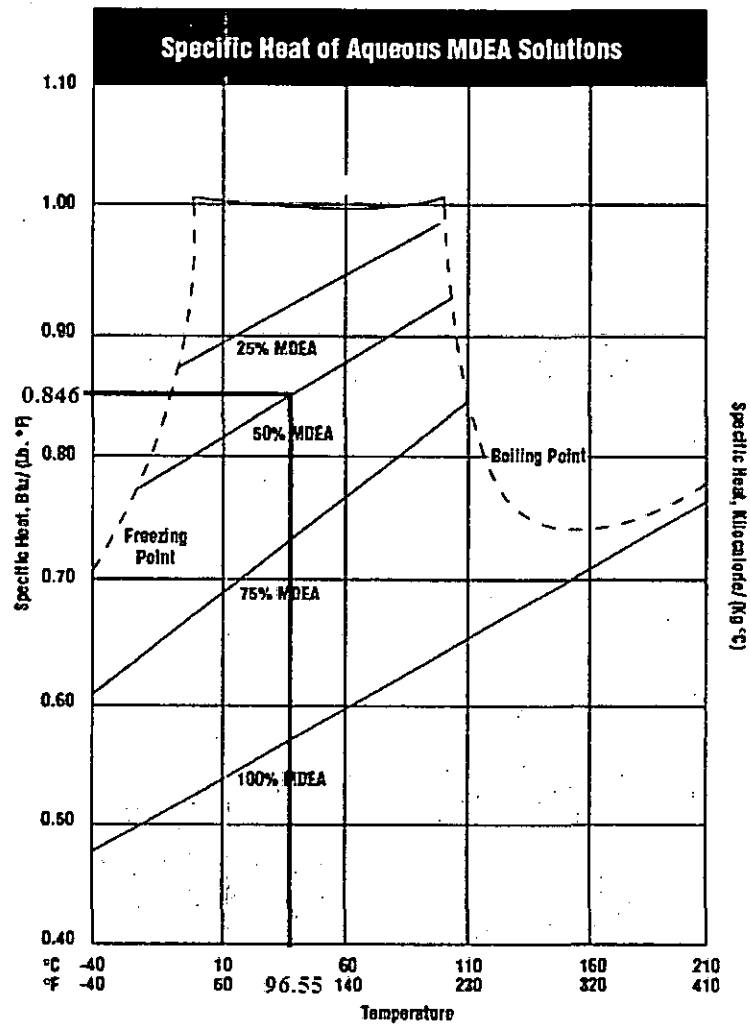


Figura 6.12: Calor específico de la solución acuosa MDEA

Fuente: Arkema (2000). MDEA Proven Technology for Gas Treating Systems

6.2.1.2. Cálculo térmico del intercambiador de calor MDEA_{rica}/MDEA_{pobre} E-01

6.2.1.2.1. Corriente MDEA_{rica} que se calienta (143.69°F – 230°F) a 90psia (la corriente se encuentra en fase acuosa)

Cuadro 6.30: Componentes que salen del Absorbedor y entran al Regenerador (MDEA_{rica})

Componentes	% molar salida MDEA _{rica}	X _i	lbmol/h salida MDEA _{rica}	lb/h
H ₂ O	81.4281	0.8143	8906.6893	160320.4080
MDEA	12.2993	0.1230	1345.3084	160320.4080
CO ₂	1.3507	0.0135	147.7447	6500.7667
H ₂ S	4.9219	0.0492	538.3626	18304.3288
TOTAL	100.00	1.0000	10938.1051	345445.9114

Fuente: Las autoras

$$T_1 = 143.69^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 230^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = 186.8^\circ\text{F}$$

El calor específico a Temperatura promedio (Según HYSYS vs 7.0)

$$C_p = 0.8269 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

La cantidad de calor tomada por la solución acuosa de MDEA_{rica}. La fórmula para determinar el calor es:

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 6.28})$$

$$Q = 345445.9114 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0.8269 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}} * (230 - 143.69)^\circ\text{F} = 24653952 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

6.2.1.2.2. Corriente MDEA_{pobre} que se enfría (250°F – 156.88°F) a 30psia (la corriente se encuentra en fase acuosa)

Cuadro 6.31: Componentes que salen del Regenerador y llegan al Absorbedor

COMPONENTES	% molar salida MDEApobre	X _i	lbmol/h salida MDEApobre	lb/h
H ₂ O	86.76	0.8676	8906.6893	160320.4080
MDEA	13.11	0.1311	1345.3084	160320.4080
H ₂ S	0.13	0.0013	13.4531	591.9357
TOTAL	100.00	1.0000	10265.4509	321232.7516

Fuente: Las autoras

$$T_1 = 250^\circ\text{F}$$

$$T_2 = ?$$

De la tabla Heat Capacity of Liquid-Inorganic Compounds. Chemical Properties handbook:

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (C_p - \text{J/molK}), T - \text{K}$$

Iterando con varias temperaturas, hasta que el calor específico (C_p) a la temperatura promedio de la corriente MDEApobre de la cantidad de calor que se requiere para calentar la corriente MDEArica.de (143.69°F-230°F).

Cuadro 6.32: Calor específico (C_p) a varias temperaturas

Temperatura promedio	367.4 K	365.8 K	368.2 K
COMPONENTES	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lbmol°F
H ₂ O	18.00707579	17.99875423	18.01125235
MDEA	77.22860865	77.11009176	77.28577117
H ₂ S	27.3114136	27.09965906	27.41401845

Fuente: Las autoras

Cuadro 6.33: Determinación de la temperatura a que se enfria la MDEA_{pobre} (T₂) a partir del calor (Q)

T ₂	T promedio (°F)	T promedio (K)	Cpmezcla (BTU/lbmol)	Q (BTU/h)
154	202	367.4	25.7804	-25406127
148	199	365.8	25.7573	-26969896
156.88	203.44	368.2	25.7916	-24653952

Fuentes: Las autoras

Reemplazando en la Ec.(6.29)

$$Q = n(\sum_{i=1}^{n=3} x_i C_{p_i})(T_2 - T_1) \text{ (Ec. 6.29)}$$

$$Q = 10265.4509 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \times 25.7916 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}} \times (156.88 - 250)^\circ\text{F}$$

$$Q = -24653952 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Por lo tanto la T₂= 156.88°F

6.2.1.3. Cálculo térmico del intercambiador de calor enfriador de MDEA_{pobre} E-02

6.2.1.3.1. Corriente MDEA_{pobre} que se enfria (156.88 °F–105 °F) a 180psia (la corriente se encuentra en fase acuosa)

Cuadro 6.34: Componentes que llegan al Absorbedor (MDEA_{pobre})

COMPONENTES	% molar salida MDEA _{pobre}	X _i	lbmol/h salida MDEA _{pobre}	lb/h
H ₂ O	86.76	0.8676	8906.6893	160320.408
MDEA	13.11	0.1311	1345.3084	160320.408
H ₂ S	0.13	0.0013	13.4531	591.9357179
TOTAL	100.00	1.0000	10265.4509	321232.7516

Fuente: Las autoras

$$T_1 = 156.88^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 105^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = 130.94^\circ\text{F}$$

El calor específico a Temperatura promedio (Según HYSYS vs 7.0)

$$C_p = 0.8295 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

La cantidad de calor tomada por la solución acuosa de MDEArica. La fórmula para determinar el calor es:

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \text{ Ec. (6.28)}$$

$$Q = 321232.7516 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 0.8295 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}} \times (105 - 156.88)^\circ\text{F} = -13824826.76 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

6.2.1.3.2. Agua de enfriamiento

Según Estudio de Impacto Ambiental (EsIA) Modernización de refinería talara, el agua de mar en el área de estudio presento un valor promedio de temperatura de 23.3°C (73.94°F) en la temporada de verano. [100]

$$T_1 = 73.94^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 18^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 91.94^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = 82.94^\circ\text{F}$$

Según la tabla A.5 "Propiedades Físicas del Agua a 1 atm" del libro "Problemas de Ingenieria-Quimica". Joaquín Ocon G.

El valor del calor específico a la temperatura media es:

$$C_p = 0.9988 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} = 0.998753 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

Reemplazando los valores en la Ec. (6.28):

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \text{ Ec. (6.28)}$$

$$m = \frac{Q}{C_p * (T_2 - T_1)} \text{ Ec. (6.30)}$$

$$m = \frac{13824826.76 \text{ BTU/h}}{0.998753 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}} * (91.94 - 73.94)^\circ\text{F}} = 769004.8803 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

6.2.1.4. Balance en el condensador de la Columna de Desorción E-03

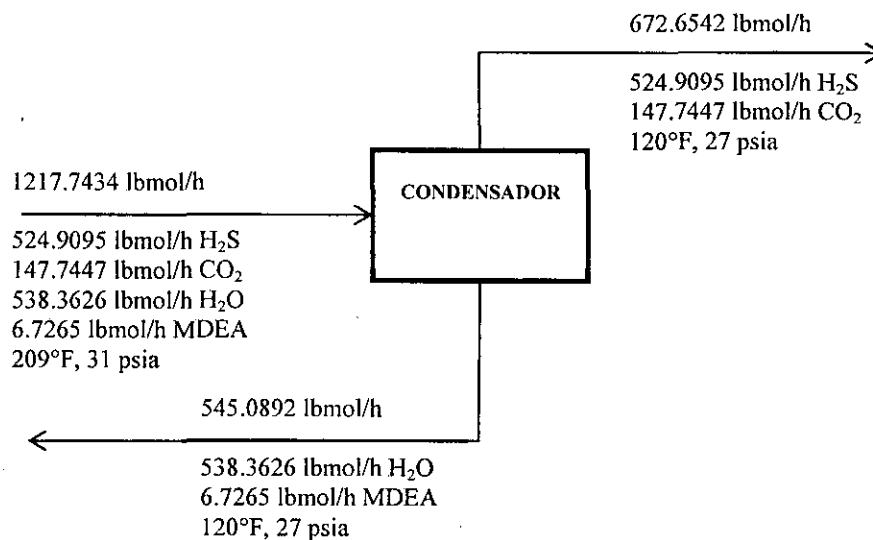


Figura 6.13: Balance del condensador de la Columna de Desorción
Fuente: Las Autoras

Para este sistema abierto en estado estacionario

$$Q - W_s = \Delta H + \Delta E_k + \Delta E_p.$$

Según Felder, M.R. (2003) (pp. 313-384). No hay partes móviles en el sistema ni se transfiere energía por electricidad o radiación, de modo que $W_s = 0$. No hay distancia vertical significativa que separe a los puertos de entrada y salida de modo que $\Delta E_p = 0$. Ocurren cambios de fase y temperatura no despreciables, de modo que $\Delta E_k = 0$ (relativos a ΔH), El balance de energía se reduce a:

$$Q = \Delta H = \sum_{salida} n_i \hat{H}_i - \sum_{entrada} n_i \hat{H}_i \quad \text{Ec. (6.31)}$$

Referencia: $H_2S_{(g)}$, $CO_{2(g)}$, $H_2O_{(v)}$, $MDEA_{(v)}$ a 209.6°F, 31 psia

Cuadro 6.35: Entalpia de entrada y salida para obtener del Condensador

	$n_{entrada}$ ($\frac{lbmol}{h}$)	$\hat{H}_{entrada}$ ($\frac{BTU}{lbmol}$)	n_{salida} ($\frac{lbmol}{h}$)	\hat{H}_{salida} ($\frac{BTU}{lbmol}$)
$H_2S_{(g)}$	524.9095	0	524.9095	\hat{H}_1
$CO_{2(g)}$	147.7447	0	147.7447	\hat{H}_2
$H_2O_{(v)}$	538.3626	0	-----	-----
$H_2O_{(l)}$	-----	-----	538.3626	\hat{H}_3
$MDEA_{(v)}$	6.7265	0	-----	-----
$MDEA_{(l)}$	-----	-----	6.7265	\hat{H}_4

Fuente: Yaw C.L. (1999) Chemical Properties Handbook

Entalpías \hat{H}_1 y \hat{H}_2 para el enfriamiento del $H_2S_{(g)}$ y $CO_{2(g)}$, calor sensible (sin cambio de fase) respectivamente. Sacado del libro "Chemical Properties Handbook". Heat Capacity of Gas -Inorganic Compounds.

$$\hat{H}_1 = \Delta \hat{H}_{para H_2S (v, 209.6^\circ F (371.67K)) \longrightarrow H_2S (v, 120^\circ F (321.89K))}$$

$$\hat{H}_1 = \int_{371.67K}^{321.89K} (33.878 - 1.1216 \times 10^{-2} T + 5.2578 \times 10^{-5} T^2 - 3.8397 \times 10^{-8} T^3 + 9.0281 \times 10^{-12} T^4) dT$$

$$\hat{H}_1 = -4571.9457 J/mol \times \frac{0.43028 BTU/lbmol}{1 J/mol} = -1967.2168 BTU/lbmol$$

$$\hat{H}_2 = \Delta \hat{H}_{para CO_2 (v, 209.6^\circ F (371.67K)) \longrightarrow CO_2 (v, 120^\circ F (321.89K))}$$

$$\hat{H}_2 = \int_{371.67K}^{321.89K} (27.437 + 4.2315 \times 10^{-2} T - 1.9555 \times 10^{-5} T^2 + 3.9968 \times 10^{-9} T^3 - 2.9872 \times 10^{-13} T^4) dT$$

$$\hat{H}_2 = -1987.0516 J/mol \times \frac{0.43028 BTU/lbmol}{1 J/mol} = -854.9886 BTU/lbmol$$

Cuadro 6.36: Las entalpías específicos \hat{H}_1 y \hat{H}_2

Componentes	\hat{H} (J/mol)	\hat{H} (BTU/lbmol)
$H_2S_{(g)}$	-4571.9457	-1967.2168
$CO_{2(g)}$	-1987.0516	-854.9886

Fuente: Las autoras

Las entalpías \hat{H}_3 y \hat{H}_4 para el enfriamiento del $H_2O_{(v)}$, MDEA $_{(v)}$ @ 209.6°F (371.67K) con cambio de fase a $H_2O_{(l)}$, MDEA $_{(l)}$ @ 120°F (321.89K)

$$\hat{H}_3 = \Delta\hat{H} \text{ para } H_2O_{(v, 209.6^\circ F (371.67K))} \xrightarrow{\Delta\hat{H}_{3a}} H_2O_{(v, 212^\circ F (373.15K))} \xrightarrow{\Delta\hat{H}_{3b}} H_2O_{(l, 212^\circ F (373.15K))} \xrightarrow{\Delta\hat{H}_{3c}} H_2O_{(l, 120^\circ F (321.89K))}$$

$$\hat{H}_3 = \Delta\hat{H}_{trayectoria}$$

$$\hat{H}_3 = \Delta\hat{H}_{3a} + \Delta\hat{H}_{3b} + \Delta\hat{H}_{3c}$$

1. Enfriamiento del H_2O de 209.6°F (371.67K) hasta su Punto de ebullición 212°F (373.15K). Sacado del libro "Chemical Properties Handbook". Tabla 2-2 Heat Capacity of Gas -Inorganic Compounds.

$$\Delta\hat{H}_{3a} = \int_{371.67K}^{373.15K} (33.933 - 8.4186 \times 10^{-3}T + 2.9906 \times 10^{-5}T^2 - 1.7825 \times 10^{-8}T^3 + 3.6934 \times 10^{-12}T^4) dT$$

$$\Delta\hat{H}_{3a} = 50.5755 \text{ J/mol} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{1 \text{ J/mol}} = 21.7616 \text{ BTU/lbmol}$$

2. El calor de vaporización $\Delta\hat{H}_v(T_B)$ a la Temperatura de su Punto de Ebullición. Sacado del libro "Chemical Properties Handbook" de la Tabla Enthalpy of Vaporization-Inorganic Compounds.

Correlación de la Entalpía de Vaporización (Enthalpy of Vaporization)

La Ecuación modificada de Watson fue seleccionada para la entalpía de vaporización como una función de la temperatura:

$$\Delta H_{vap} = A \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^n \quad \text{Ec. (6.32)}$$

Donde:

$$\Delta H_{vap} = \text{Entalpía de vaporización}, \frac{KJ}{mol}$$

A, n = Coeficientes de regresión para compuestos químicos

T_c = Temperatura crítica

El calor latente de condensación.- Es la cantidad de energía térmica (calor) que una masa de una sustancia debe perder para que cambie de estado de vapor al estado líquido. Por eso el calor latente de condensación es de signo contrario del calor latente de vaporización.

$$\Delta H_{cond} = -\Delta H_{vap} = -A\left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^n, \left(\frac{KJ}{mol}, T - K\right)$$

$$A = 52.053$$

$$T_c = 647.13K$$

$$n = 0.321$$

Siendo T_B (Temperatura en su punto de ebullición) = 373.15K

$$\Delta \hat{H}_{3b} = \Delta H_{cond} = -52.053 \left(1 - \frac{373.15K}{647.13K}\right)^{0.321} = -39.50 \frac{KJ}{mol} \times \frac{430.28 \frac{BTU}{lbmol}}{1 \frac{KJ}{mol}}$$

$$\Delta \hat{H}_{3b} = -16997.1613 \frac{BTU}{lbmol}$$

3. El enfriamiento del líquido condensado desde su Puntos de Ebullición 212°F(373.15K) hasta 120°F(321.89K). Sacado del libro "Chemical Properties Handbook". Tabla 3-2 Heat Capacity of Liquid -Inorganic Compounds.

$$\Delta \hat{H}_{3c} = \int_{373.15K}^{321.89K} (92.053 - 3.9953 \times 10^{-2}T - 2.1103 \times 10^{-4}T^2 + 5.3469 \times 10^{-7}T^3) dT$$

$$\Delta \hat{H}_{3c} = -3854.7957 \frac{J}{mol} \times \frac{0.43028 \frac{BTU}{lbmol}}{\frac{1J}{mol}} = -1658.6415 \frac{BTU}{lbmol}$$

$$\hat{H}_3 = 21.7616 \frac{BTU}{lbmol} - 16997.1613 \frac{BTU}{lbmol} - 1658.6415 \frac{BTU}{lbmol}$$

$$\hat{H}_3 = -18634.0412 \frac{BTU}{lbmol}$$

$$\hat{H}_4 = \Delta \hat{H}_{\text{paraMDEA}(v, 209.6^\circ\text{F}(371.67\text{K}))} \xrightarrow{\Delta \hat{H}_{4a}} \text{MDEA}(v, 476.87^\circ\text{F}(520.15\text{K}))$$

$$\xrightarrow{\Delta \hat{H}_{4b}} \text{MDEA}(l, 476.87^\circ\text{F}(520.15\text{K})) \xrightarrow{\Delta \hat{H}_{4c}} \text{MDEA}(l, 120^\circ\text{F}(321.89\text{K}))$$

$$\hat{H}_4 = \Delta \hat{H}_{\text{trayectoria}}$$

$$\hat{H}_4 = \Delta \hat{H}_{4a} + \Delta \hat{H}_{4b} + \Delta \hat{H}_{4c}$$

1. Enfriamiento del MDEA ($\text{C}_5\text{H}_{13}\text{NO}_2$) de 209.6°F (371.67K) hasta su Punto de ebullición 476.87°F (520.15K). Sacado del libro "Chemical Properties Handbook".
Tabla 2-1 Heat Capacity of Gas -Organic Compounds.

$$\Delta \hat{H}_{4a} = \int_{371.67\text{K}}^{520.15\text{K}} (-16.817 + 7.4349 \times 10^{-1}T - 5.5635 \times 10^{-4}T^2 + 2.1535 \times 10^{-7}T^3 - 3.4622 \times 10^{-11}T^4) dT$$

$$\Delta \hat{H}_{4a} = 32851.2718 \text{ J/mol} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{1 \text{ J/mol}} = 14135.2453 \text{ BTU/lbmol}$$

2. El calor de vaporización $\Delta \hat{H}_v(T_B)$ a la Temperatura de su Punto de Ebullición. Sacado del libro "Chemical Properties Handbook" de la Tabla 5-1 Enthalpy of Vaporization-Organic Compounds

$$\Delta H_{\text{cond}} = -\Delta H_{\text{vap}} = -A \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^n, \left(\frac{\text{KJ}}{\text{mol}}, T - \text{K}\right) \quad \text{Ec. (6.33)}$$

$$A = 124.400$$

$$T_c = 678.00 \text{ K}$$

$$n = 0.396$$

Siendo T_B (Temperatura en su punto de ebullición) = 520.15 K

$$\Delta \hat{H}_{4b} = \Delta H_{\text{cond}} = -124.400 \left(1 - \frac{520.15\text{K}}{678.00\text{K}}\right)^{0.396} = -69.85 \text{ KJ/mol} \times \frac{430.28 \text{ BTU/lbmol}}{1 \text{ KJ/mol}}$$

$$\Delta \hat{H}_{4b} = -30054.4952 \text{ BTU/lbmol}$$

3. El enfriamiento del líquido condensado desde su Puntos de Ebullición 476.87°F (520.15K) hasta 120°F (321.89K). Sacado del libro "Chemical Properties Handbook".
Tabla 3-1 Heat Capacity of Liquid -Organic Compounds.

$$\Delta \hat{H}_{4c} = \int_{520.15K}^{321.89K} (105.151 + 1.3564T - 3.3459 \times 10^{-3} T^2 + 3.4589 \times 10^{-6} T^3) dT$$

$$\Delta \hat{H}_{4c} = -68324.8431 \frac{J}{mol} \times \frac{0.43028 \frac{BTU}{lbmol}}{\frac{1J}{mol}} = -29398.8135 \frac{BTU}{lbmol}$$

$$\hat{H}_4 = 14135.2453 \frac{BTU}{lbmol} - 30054.4952 \frac{BTU}{lbmol} - 29398.8135 \frac{BTU}{lbmol}$$

$$\hat{H}_4 = -45318.0634 \frac{BTU}{lbmol}$$

Reemplazando todos los resultados en la tabla, se tiene:

Cuadro: 6.37: Resultado de las entalpías de entrada y salida obtenidas del Condensador

Sustancia	$n_{entrada}$ $\left(\frac{lbmol}{h}\right)$	$\hat{H}_{entrada}$ $\left(\frac{BTU}{lbmol}\right)$	n_{salida} $\left(\frac{lbmol}{h}\right)$	\hat{H}_{salida} $\left(\frac{BTU}{lbmol}\right)$
H ₂ S _(g)	524.9095	0	524.9095	-1967.2168
CO _{2(g)}	147.7447	0	147.7447	-854.9886
H ₂ O _(v)	538.3626	0	-----	-----
H ₂ O _(l)	-----	-----	538.3626	-18634.0412
MDEA _(v)	6.7265	0	-----	-----
MDEA _(l)	-----	-----	6.7265	-45318.0634

Fuente: Cuadro 6.35

Se calcula el valor de $\Delta \hat{H}$:

$$Q = \Delta H = \sum_{salida} n_i \hat{H}_i - \sum_{entrada} n_i \hat{H}_i \text{ Ec.(6.31)}$$

$$Q = (524.9095 \text{ lbmol/h}) (-1967.2168 \text{ BTU/lbmol}) + (147.7447 \text{ lbmol/h}) (-854.9886 \text{ BTU/lbmol}) + (538.3626 \text{ lbmol/h}) (-18634.0412 \text{ BTU/lbmol}) + (6.7265 \text{ lbmol/h}) (-45318.0634 \text{ BTU/lbmol}) - 0 \text{ BTU/h} = -11495635.8372 \text{ BTU/h}$$

El calor debe transferirse desde el condensador a razón de -11495635.8372 BTU/h para lograr el enfriamiento y la condensación requeridos

6.2.1.4.1. Balance del agua de enfriamiento del Condensador

Según ESI la modernización de Refinería Talara, el agua de mar en el área de estudio presento un valor promedio de temperatura de 23.3°C (73.94°F) en la temporada de verano. [100]

AGUA:

$$T_1 = 73.94^{\circ}\text{F}$$

$$T_2 = 91.94^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 18^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Siendo la } T_{\text{promedio}} = 82.94^{\circ}\text{F}$$

Según la tabla A.5 "Propiedades Físicas del Agua a 1 atm", sacadas del libro Problemas de Ingeniería-Química de Joaquín Ocon G.

El valor de Cp a T promedio: 0.9988 Kcal/Kg. °C (0.998753 BTU/lb. °F)

$$Q_{\text{perdido por gas de tope}} = Q_{\text{ganado por el agua}}$$

De la Ecuación $Q = mC_p(T_2 - T_1)$ Ec.(6.28)

$$m = \frac{Q}{c_p(T_2 - T_1)} \text{ Ec.(6.30)}$$

$$m = \frac{11495635.8372 \text{ BTU/h}}{0.998753 \text{ BTU/lb.}^{\circ}\text{F}(91.94^{\circ}\text{F} - 73.94^{\circ}\text{F})}$$

$$m = 639443.8218 \text{ lb/h}$$

La cantidad de agua de refrigeración requerida es 639443.8218 lb/h.

6.2.1.5. Balance en el Rehervidor de la Columna de Desorción E-04

Según Kern, D.Q. (1990) (p. 567). Las demandas de calor para una caldereta pueden determinarse de los balances de calor en cualquier columna típica como se muestra en la fig. 6.14, junto con un condensador y caldereta.

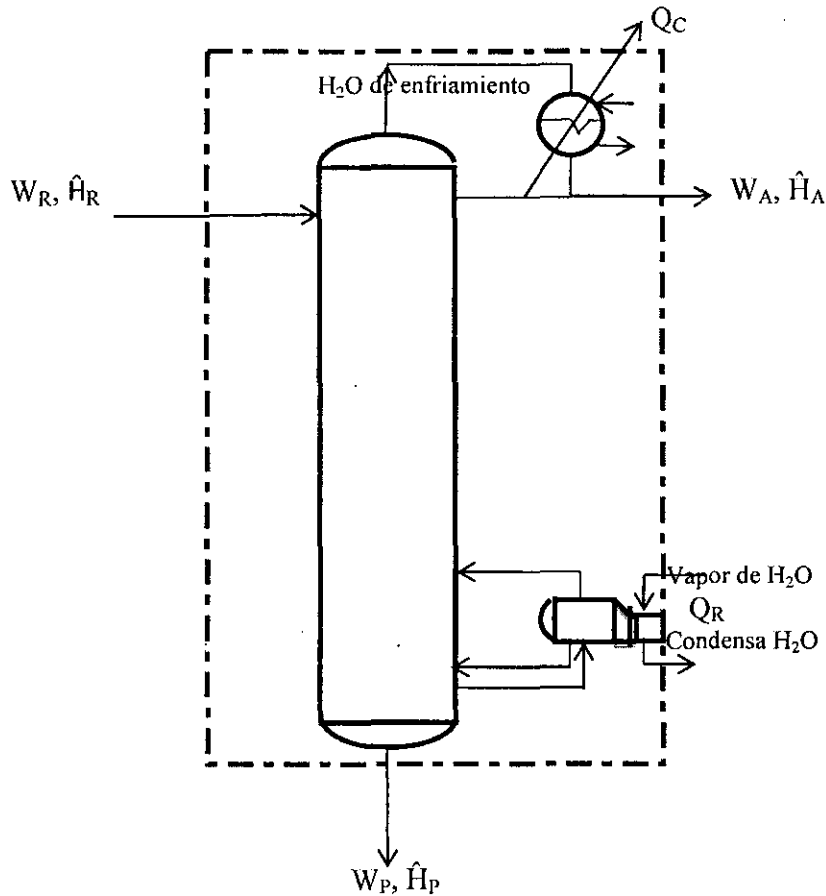


Figura 6.14: Columna de Desorción
Fuente: Las Autoras

El balance de calor en toda la columna de Desorción:

Entrada= Salida

$$W_R H_R + Q_R = Q_C + W_P H_P + W_A H_A \quad \text{Ec. (6.34)}$$

Donde:

W_R : Alimentación a la columna de Desorción (MDEArica, lb/h)

H_R : Entalpía de la alimentación a la columna de Desorción, BTU/lb

Q_R = Carga de calor al Reboiler, BTU/h

Q_C = Calor eliminado en el condensador, BTU/h

W_P = Salida de la columna de Desorción (MDEA pobre, lb/h)

H_P = Entalpía a la salida de la columna de Desorción, BTU/lb

W_A = Salida de los Gases ácidos por el tope de la columna de Desorción, lb/h

H_A = Entalpía de la salida de Gases ácidos por el tope de la columna de Desorción, BTU/lb

ALIMENTACIÓN A LA COLUMNA DE DESORCIÓN (MDEA_{rica})

T_R = 230°F @ 50 psia (Fase acuosa)

Cuadro 6.38: Composición de la alimentación al desorbedor

Componentes	W_R (lb/h)	Fracción molar (X_i)
H ₂ O	160320.4080	0.8143
MDEA	160320.4080	0.1230
CO ₂	6500.7667	0.0135
H ₂ S	18304.3288	0.0492
TOTAL	345445.9114	1.0000

Fuente: Las Autoras

H_R = -160.4 BTU/lb (Según HYSYS vs 7.0)

CALOR ELIMINADO EN EL CONDENSADOR:

Q_C = -11495635.8372 BTU/h

SALIDA DE LA COLUMNA DE DESORCIÓN (MDEA_{pobre}):

$T_P = 250^\circ\text{F}$ @ 31 psia (Fase acuosa)

Cuadro 6.39: Composicion de la salida del desorbedor por el fondo

Componentes	W_P (lb/h)	Fracción molar (X_i)
H ₂ O	160320.4080	0.8676
MDEA	160320.4080	0.1311
H ₂ S	591.9357	0.0013
TOTAL	321232.7516	1.0000

Fuente: Las Autoras

$H_P = -137.4$ BTU/lb (Según HYSYS vs 7.0)

SALIDA DE GASES ÁCIDOS POR EL TOPE DE LA COLUMNA DE DESORCIÓN:

$T_A = 120^\circ\text{F}$ @ 27 psia (Fase gas)

Cuadro 6.40: Composicion de la salida del desorbedor por el tope

Componentes	W_A (lb/h)	Fracción molar (Y_i)
H ₂ S	17846.9239	0.7804
CO ₂	6500.7667	0.2196
TOTAL	24347.6906	1.0000

Fuente: Las Autoras

$H_A = 126.0$ BTU/lb (Según HYSYS vs. 7.0)

$$Q_R = Q_R + W_P H_P + W_A H_A - W_R H_R \quad \text{Ecu (6.35)}$$

Despejando la Ec. (6.35) y reemplazando, se tiene:

$$Q_R = -11495635.8372 \text{ BTU/h} + (321232.7516 \text{ lb/h}) (-137.4 \text{ BTU/lb}) + (24347.6906 \text{ lb/h}) (126.0 \text{ BTU/lb}) - (345445.9114 \text{ lb/h}) (-160.4 \text{ BTU/lb}) = 2844317.298 \text{ BTU/h}$$

El calor requerido por el Reboiler es **2844317.298 BTU/h**

6.2.1.5.1. Balance del vapor de agua del Reboiler

La cantidad de vapor a 50 psia, que se necesita para el reboiler.

La Entalpía de Condensación a la presión de 50 psia es:

$$\hat{H}_{cond@50psia} = 924.2 \text{ BTU/lb}$$

, según Tabla A-5E del libro de Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (2009) [102]

$$\hat{H}_{cond@50psia} = 924.2 \text{ BTU/lb}$$

$$Q = m \cdot \hat{H}_{cond} \text{ Ec.(6.36)}$$

$$m = \frac{Q}{\hat{H}_{cond}} \text{ Ec.(6.37)}$$

$$m = \frac{2844317.298 \text{ BTU/h}}{924.2 \text{ BTU/lb}}$$

$$m = 3077.60 \text{ lb/h}$$

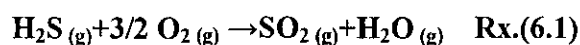
La cantidad de vapor a 50 psia requerido es de 3077.60 lb/h.

6.2.2. Balance de energía del WSA

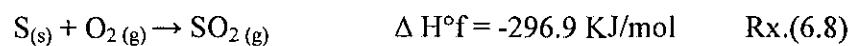
6.2.2.1. Balance en el Incinerador

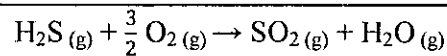
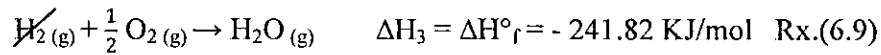
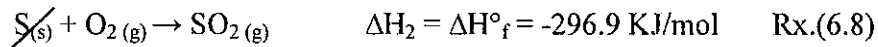
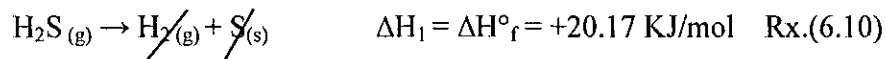
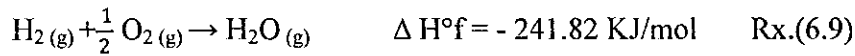
Empleando entalpías de formación para calcular la entalpía de reacción

Las entalpías de formación (ΔH°_f) se encuentran en el Apéndice. C del libro Química “La Ciencia Central”. Novena Edición.



Usando la ley de HESS para calcular el cambio de entalpía estándar para la reacción, conociendo sus ΔH°_f , de todos los reactivos y producto (ΔH°_f), de todos los reactivos y productos ($\Delta H^\circ_f \text{O}_{2(g)} = 0 \text{ KJ/mol}$) a 298.115K (25°C)





$$\Delta H^\circ_r = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 = -518.55 \text{ KJ/mol} * \frac{430.28 \text{ BTU/lbmol}}{\text{KJ/mol}} = -223121.694 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}} \quad \text{Rx. (6.1)}$$

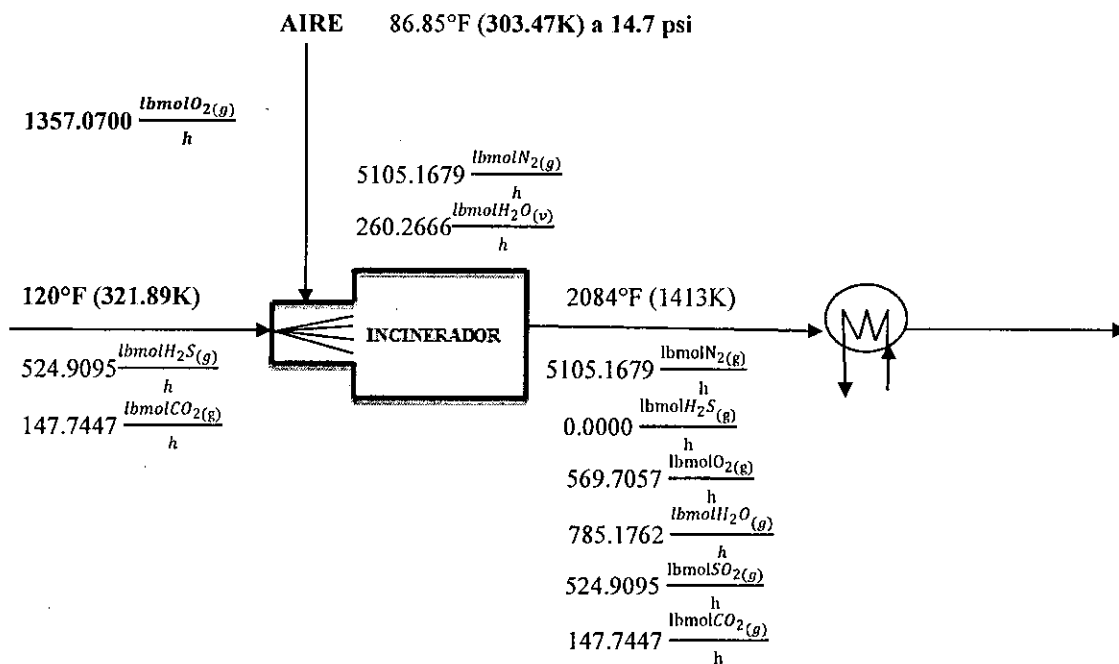


Figura: 6.15: El Incinerador de los Gases Ácidos

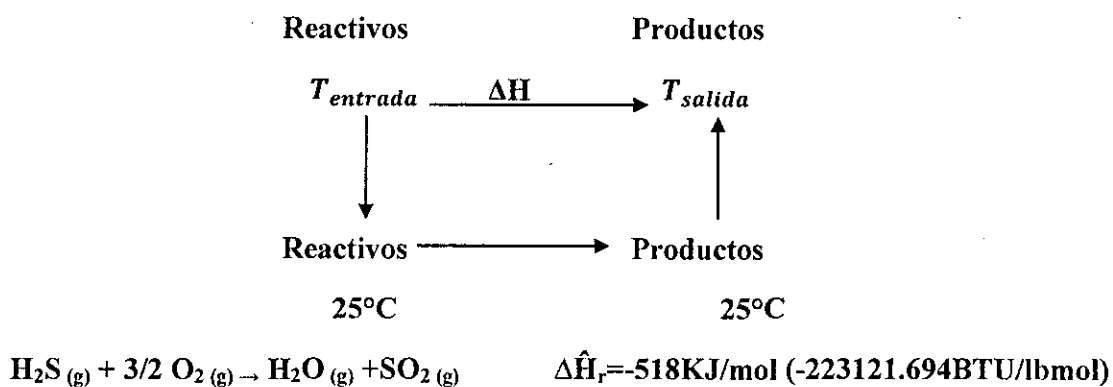
Fuente: Las Autoras

Cuadro 6.41: Componentes de entrada y salida del Incinerador

COMP. ALIMENTACIÓN	(lbmol/h)	T (K)
H ₂ S(g)	524.9095	321.89
CO ₂ (g)	147.7447	
COMP.AIRE	(lbmol/h)	T (K)
O ₂ (g)	1357.0700	303.47
N ₂ (g)	5105.1679	
H ₂ O(g)	260.2666	
COMP.GASES DE SALIDA	(lbmol/h)	T (K)
N ₂ (g)	5105.1679	1413
H ₂ S(g)	0.0000	
O ₂ (g)	569.7057	
H ₂ O(g)	785.1762	
SO ₂ (g)	524.9095	
CO ₂ (g)	147.7447	

Fuente: Las Autoras

Trayectoria del proceso para el método de calor de reacción.



Teniendo en cuenta que a altas temperaturas (aproximadamente 1200°C) el nitrógeno puede reaccionar con el oxígeno para formar los óxidos de nitrógeno (NO_x) se toma la Temperatura de 1140°C (2084°F).

El Grado de avance de la reacción (ξ), donde V_A es el coeficiente estequiométrico de un reactivo o producto de reacción:

$$\xi = \frac{|n_{salida} - n_{entrada}|}{|V_A|} = \frac{|n_{H_2S_{salida}} - n_{H_2S_{entrada}}|}{1}$$

$$= \frac{|0-524.9095| \text{ lbmol/h}}{1} = 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

Referencia: $\text{H}_2\text{S}_{(g)}$, $\text{CO}_2_{(g)}$, $\text{H}_2\text{O}_{(v)}$, $\text{N}_2_{(g)}$, $\text{O}_2_{(g)}$, $\text{SO}_2_{(g)}$ a 25°C (77°F), 1atm (14.7 psi).

Cuadro 6.42: Entalpías de entrada y salida del Incinerador para obtener

Componentes	n_{entrada} (lbmol/h)	\hat{H}_{entrada} (BTU/lbmol)	n_{salida} (lbmol/h)	\hat{H}_{salida} (BTU/lbmol)
$\text{H}_2\text{S}_{(g)}$	524.9095	\hat{H}_1	0.0000	
$\text{CO}_2_{(g)}$	147.7447	\hat{H}_2	147.7447	\hat{H}_6
$\text{O}_2_{(g)}$	1357.0700	\hat{H}_3	569.7057	\hat{H}_7
$\text{N}_2_{(g)}$	5105.1679	\hat{H}_4	5105.1679	\hat{H}_8
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	260.2666	\hat{H}_5	785.1762	\hat{H}_9
$\text{SO}_2_{(g)}$	0.0000		524.9095	\hat{H}_{10}

Fuente: Las Autoras

$\hat{H}_1 = \Delta \hat{H}$ para el H_2S (77°F) \rightarrow H_2S (120°F), Table 2-1, heat capacity of Gas-Inorganic Compounds. "Chemical Properties Handbook".

$$\hat{H}_1 = \int_{77^\circ\text{F}=298\text{K}}^{120^\circ\text{F}=321.89\text{K}} C_p(\text{H}_2\text{S}_{(g)}) dT$$

$$\hat{H}_1 = \int_{77^\circ\text{F}=298\text{K}}^{120^\circ\text{F}=321.89\text{K}} (33.878 - 1.1216 \cdot 10^{-2}T + 5.2578 \cdot 10^{-5}T^2 - 3.8397 \cdot 10^{-8}T^3 + 9.0281 \cdot 10^{-12}T^4) dT = 821.6271 \frac{\text{J}}{\text{mol}} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{\text{J/mol}}$$

$$\hat{H}_1 = 353.5297 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}}$$

$\hat{H}_2 = \Delta \hat{H}$ para el $\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO}_2$ (120°F), de la tabla B9 entalpías especies de Gases selectos

$$\hat{H}_2 = 391.2000 \text{ BTU/lbmol.}$$

$$\hat{H}_3 = \Delta \hat{H}(\text{O}_2(g, 86.85^\circ\text{F})) = 69.378 \text{ BTU/lbmol.}$$

$$\hat{H}_4 = \Delta \hat{H}(\text{N}_2(g, 86.85^\circ\text{F})) = 68.522 \text{ BTU/lbmol.}$$

$$\hat{H}_5 = \Delta \hat{H}(\text{H}_2\text{O}(v, 86.85^\circ\text{F})) = 79.228 \text{ BTU/lbmol.}$$

$\hat{H}_6 = \int_{298\text{K}}^{1413\text{K}} C_p(\text{CO}_2_{(g)}) dT$, de la table 2-1 Heat Capacity of Gas-Organic Compounds "Chemical Properties Handbook"

$$= \int_{298K}^{1413K} (27.437 + 4.2315 * 10^{-2} T - 1.9555 * 10^{-5} T^2 + 3.9968 * 10^{-9} T^3 - 2.9872 * 10^{-13} T^4) dT$$

$$= 56377.9262 \frac{J}{mol} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{J/mol}$$

$$\hat{H}_6 = 24258.2941 \text{ BTU/lbmol.}$$

$$\hat{H}_7 = (\Delta \hat{H} \text{ para el } O_{2(g)} (298 \text{ K} = 77^\circ \text{F})) \rightarrow O_{2(g)} (2084^\circ \text{F} = 1413 \text{ K})$$

$$\hat{H}_7 = \int_{298K}^{1413K} C_p (O_{2(g)}) dT$$

$$= \int_{298K}^{1413K} (29.526 - 8.8999 * 10^{-3} T + 3.8083 * 10^{-5} T^2 - 3.2629 * 10^{-8} T^3 + 8.8607 * 10^{-12} T^4) dT$$

$$\hat{H}_7 = 37433.5554 \frac{J}{mol} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{J/mol}$$

$$\hat{H}_7 = 16106.9102 \text{ BTU/lbmol}$$

$$\hat{H}_8 = \int_{298K}^{1413K} C_p (N_{2(g)}) dT$$

$$= \int_{298K}^{1413K} (29.342 - 3.5395 * 10^{-3} T + 1.0076 * 10^{-5} T^2 - 4.3116 * 10^{-9} T^3 + 2.5935 * 10^{-13} T^4) dT$$

$$\hat{H}_8 = 34730.2129 \frac{J}{mol} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{J/mol}$$

$$\hat{H}_8 = 14943.7160 \text{ BTU/lbmol}$$

$$\hat{H}_9 = \int_{298K}^{1413K} C_p (H_2O_{(g)}) dT$$

$$= \int_{298K}^{1413K} (33.933 - 8.4186 * 10^{-3} T + 2.9906 * 10^{-5} T^2 - 1.7825 * 10^{-8} T^3 + 3.6934 * 10^{-12} T^4) dT$$

$$\hat{H}_9 = 44094.4759 \frac{\text{J}}{\text{mol}} \times \frac{0.43028 \text{ BTU/lbmol}}{\text{J/mol}}$$

$$\hat{H}_9 = 18972.9711 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}}$$

$\hat{H}_{10} = \Delta \hat{H}$ para el SO_2 (77 °F=298K) \rightarrow SO_2 (2084°F=1413K)

$$\hat{H}_{10} = \int_{298K}^{1413K} C_p(\text{SO}_{2(g)}) dT$$

$$= \int_{298K}^{1413K} (29.637 + 3.4735 \cdot 10^{-2} T + 9.2903 \cdot 10^{-6} T^2 - 2.9885 \cdot 10^{-8} T^3 + 1.0937 \cdot 10^{-11} T^4) dT$$

$$\hat{H}_{10} = 24708.7821 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}}$$

A medida que se calcula cada uno de estos valores, se sustituyen en la tabla de entalpías de entrada y salida. La tabla final tiene la siguiente apariencia:

Referencia: H_2S (g), CO_2 (g), H_2O (v), N_2 (g), O_2 (g), SO_2 (g) a 25°C (77°F), 1atm (14.7 psi).

Cuadro 6.43: Resultados de las entalpías de entrada y salida para obtenidas del Incinerador

Componentes	n_{ent} (lbmol/h)	\hat{H}_{ent} (BTU/lbmol)	n_{sal} (lbmol/h)	\hat{H}_{sal} (BTU/lbmol)	$n_{\text{ent}} \times \hat{H}_{\text{ent}}$ (BTU/h)	$n_{\text{sal}} \times \hat{H}_{\text{sal}}$ (BTU/h)
$\text{H}_2\text{S}_{(g)}$	524.9095	353.5297	0.0000	0.0000	185571.1232	0
$\text{CO}_{2(g)}$	147.7447	391.2000	147.7447	24258.2941	57797.72572	3584034.324
$\text{O}_{2(g)}$	1357.0700	69.3780	569.7057	16106.9102	94150.79916	9176198.03
$\text{N}_{2(g)}$	5105.1679	68.5220	5105.1679	14943.7160	349816.3159	76290179.54
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	260.2666	79.2280	785.1762	18972.9711	20620.40457	14897124.47
$\text{SO}_{2(g)}$	0.0000	0.0000	524.9095	24708.7821	0.0000	12969875.04
$\sum (n_i \times \hat{H}_i) =$					707956.3686	116917411.4

Fuente: Cuadro 6.42

Para calcular la ΔH del reactor (Incinerador) se usa la siguiente ecuación:

$$\Delta H = \xi \Delta \hat{H}_r + \sum n_{\text{salida}} \hat{H}_{\text{salida}} - \sum n_{\text{entrada}} \hat{H}_{\text{entrada}} \quad \text{Ec. (6.38)}$$

$$\Delta H = 524.9095 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \left(-223121.694 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}} \right) + 116917411.4 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} - 707956.3686 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\Delta H = -9.09 \times 10^5 \frac{BTU}{h}$$

Balance de energía:

Para este sistema abierto

$$Q - W_s = \Delta H + \Delta E_k + \Delta E_p \quad \text{Ec.(6.39)}$$

Trabajo de Eje (W_s) = 0 (*no hay partes móviles*)

Variación de Energía cinética (ΔE_k) = 0 (unidad horizontal)

Variación de Energía potencial

(ΔE_p) = 0 (*despreciando los cambios de energía cinética*)

$$Q = \Delta H = -9.09 \times 10^5 \frac{BTU}{h}$$

6.2.2.2. Balance de calor de la Caldera de calor residual (Waste Heat Boiler) y del Enfriador de Gas (Gas Cooler)

Según Laursen, J & Jensen, F.E. (p. 83). El calor de reacción del Incinerador y del convertidor es recuperado en forma de vapor generalmente en vapor saturado con una presión de 50 a 60 bar (para nuestro caso de estudio se tomará 60 bar) que es generado por la Caldera de calor residual (Waste Heat Boiler) y el enfriador del gas (Gas Cooler):

- Caldera de Calor residual (Waste Heat Boiler): que enfría el gas que sale del incinerador.
- Enfriador de gas (Gas Cooler): que enfría la corriente baja del Reactor que sale de la última cama del catalizador (Convertidor SO₂).

El vapor saturado se almacena en un depósito (drum) que forma parte del Sistema de Vapor (Steam System) y es utilizado para el enfriamiento de las camas catalíticas del reactor y luego es exportado como vapor sobrecalentado, por lo general a más de 400°C; este calor en exceso también se puede transformar en energía eléctrica en una turbina o se puede utilizar como medio de calefacción en otras unidades de proceso. [61]

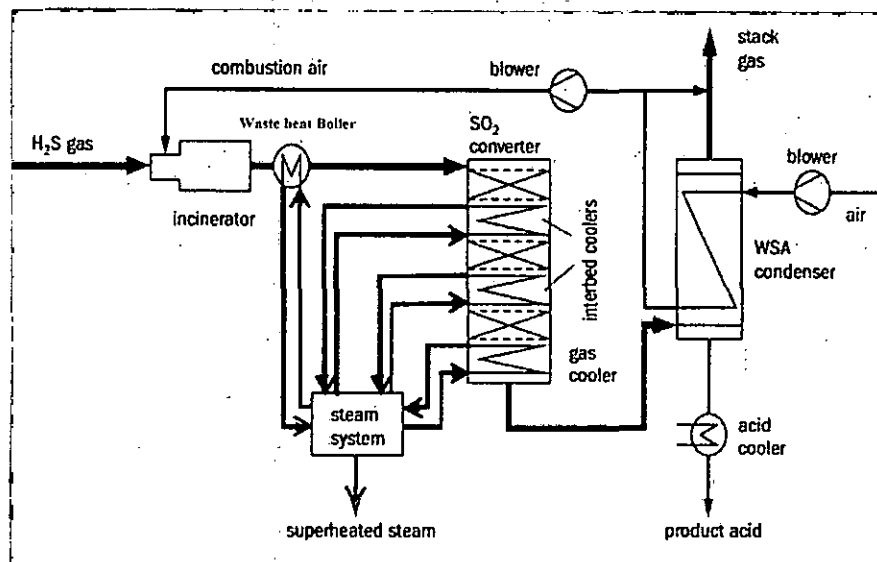


Figura 6.16: La Generación del vapor sobrecalentado

Fuente: Meeting industry demands, Haldor Topsøe. Pág. 80

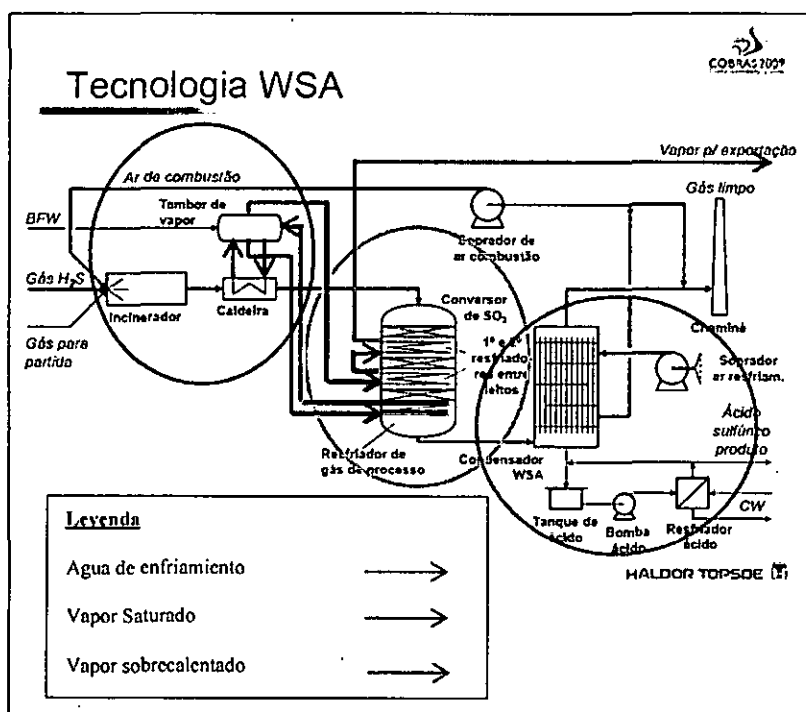


Figura 6.17: Generación del vapor sobrecalentado

Fuente: WSA-DC—tecnologia Topsøe WSA de nova geração para gases com maior teor de SO_2 e alta conversão., Cobras 2009. Pantalla N° 05

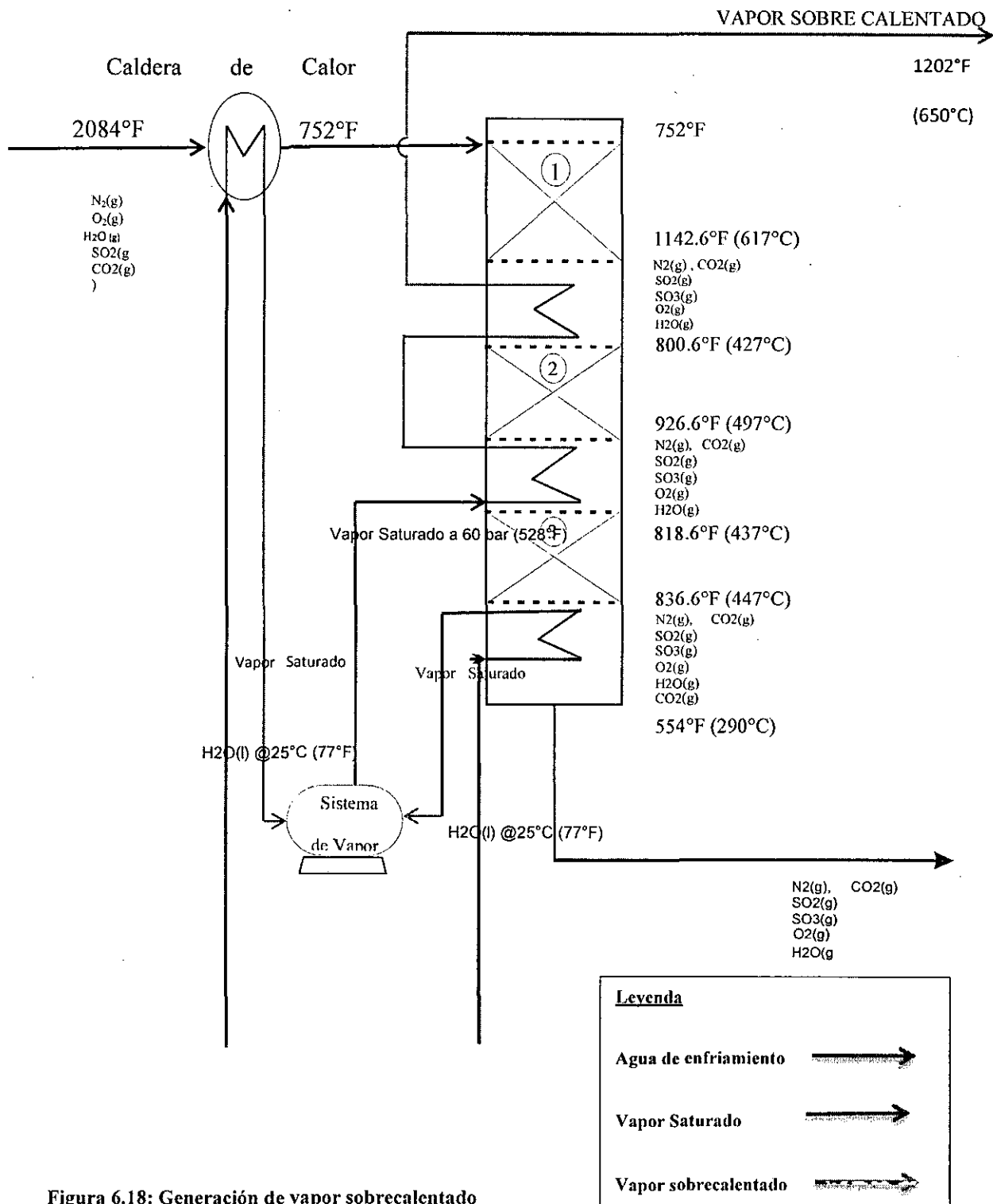


Figura 6.18: Generación de vapor sobrecalentado

Fuente: Meeting industry demands, Haldor Topsøe. (p.80), y WSA-DC-tecnología Topsøe WSA de nova geração para gases com maior teor de SO₂e alta conversão,. Cobras 2009. [Pantalla N° 05].

6.2.2.2.1. Caldera de calor residual (Waste Heat Boiler)

Según: WSA-Meeting industry demands by Jens K. Laursen and Frands E. Jensen. Haldor Topsøe. Pág. 82.

El gas que sale de la caldera de calor residual tiene aproximadamente una temperatura de 400°C.

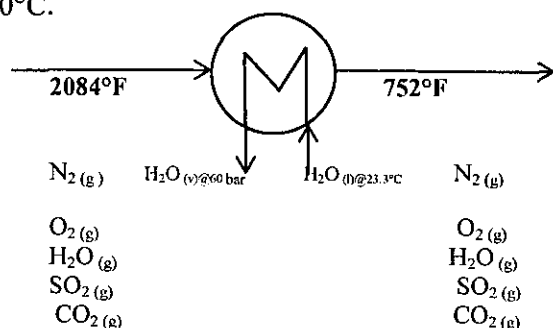


Figura: 6.19: Caldera de calor residual (Waste Heat Boiler)

Fuente: Las Autoras

GAS:

$$T_{\text{ent}} = 2084^{\circ}\text{F} \quad T_{\text{sal}} = 752^{\circ}\text{F} \quad T_{\text{promedio}} = \frac{(2084^{\circ}\text{F} + 752^{\circ}\text{F})}{2} = 1418^{\circ}\text{F} (1043 \text{ K})$$

DATOS DE CALOR ESPECÍFICO: Para la corriente de gas disponible en “Chemical Properties Handbook”, son tabuladas como sigue: (Table 2-2 Heat Capacity of Gas – Inorganic Compounds)

Cuadro 6.44: Tabulación de las capacidades caloríficas de los componentes en función de la temperatura de la caldera.

Componentes	Calor Específicos $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$
	(C_p – Joue/(mol k)), T-K
N ₂ (g)	$29.342 - 3.5395 \times 10^{-3}T + 1.0076 \times 10^{-5}T^2 - 4.3116 \times 10^{-9}T^3 + 2.5935 \times 10^{-13}T^4$
CO ₂ (g)	$27.437 + 4.2315 \times 10^{-2}T - 1.9555 \times 10^{-5}T^2 + 3.9968 \times 10^{-9}T^3 - 2.9872 \times 10^{-13}T^4$
H ₂ O(g)	$33.933 - 8.4186 \times 10^{-3}T + 2.9906 \times 10^{-5}T^2 - 1.7825 \times 10^{-8}T^3 + 3.6934 \times 10^{-12}T^4$
SO ₂ (g)	$29.637 + 3.4735 \times 10^{-2}T + 9.2903 \times 10^{-6}T^2 - 2.9885 \times 10^{-8}T^3 + 1.0937 \times 10^{-11}T^4$
O ₂ (g)	$29.526 - 8.8999 \times 10^{-3}T + 3.8083 \times 10^{-5}T^2 - 3.2629 \times 10^{-8}T^3 + 8.8607 \times 10^{-12}T^4$

Fuente: Handbook

Las capacidades caloríficas a esta temperatura son calculadas y tabuladas como sigue:

$$1\text{J/mol K} = 0.2388 \text{ BTU/lbmol. } ^\circ\text{F}$$

Cuadro 6.45: Capacidades caloríficas calculadas de la caldera

Componentes	Salida del Incinerador (lbmol/h)	Calor Específico (Cp) (J/mol K)	(Cp) BTU/lbmol [°] F	(lbmol/h)*(Cp) BTU/h* [°] F
N ₂ (g)	5105.1679	32.02633117	7.647887884	39043.7519
CO ₂ (g)	147.7447	54.48002317	13.00982953	1922.1333
H ₂ O(g)	785.1762	41.83172152	9.989415098	7843.4505
SO ₂ (g)	524.9095	55.00675014	13.13561193	6895.0078
O ₂ (g)	569.7057	35.13611872	8.39050515	4780.1183
$\sum (n_i * C_{p_i}) =$				60484.4618

Fuente: Cuadro 6.44

$$Q = \sum (n_i * C_{p_i}) * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.29)}$$

$$Q = 60484.4618 (752 - 2084)^\circ\text{F} = -80565303.18 \text{ BTU/h}$$

Calor perdido por el Gas = Calor ganado por el Agua

AGUA:

- Para la Temperatura de entrada del Agua a la Caldera de Calor Residual se tomará:

Según: “Estudio de Impacto Ambiental (EsIA) Modernización de Refinería Talara” el agua de mar en el área de estudio presenta un promedio de temperatura de 23.3°C (73.94°F) en la temporada de verano. [100]

- Para la Temperatura de salida del Agua de la Caldera de Calor Residual se tomará:

Según Laursen, J.K. & Jensen, F.C. (p. 83). El calor de reacción del Incinerador y del convertidor es recuperado en forma de vapor saturado a una presión de 60 bar que es generado por la Caldera de calor residual (Waste Heat Boiler). [61]

De la Tabla de Agua Saturada del libro de Termodinámica de Yunus A. Cengel a 60 bar (870psia) la Temperatura del Vapor Saturado es 528°F

Entonces:

$T_1 = 73.94^\circ\text{F}$ (Agua a temperatura de Ambiente)

$T_2 = 528^\circ\text{F}$ (Agua como vapor Saturado)

$\Delta\hat{H}$ para el H_2O (l, 73.94°F) \rightarrow H_2O (v, 528°F)

Se emplearan tablas de vapor para determinar ΔH para calentar el agua líquida de 73.94°F a 212°F , vaporizarla, calentar el vapor de 212°F a 528°F

Y calcular:

$$\Delta\hat{H} = C_{p_{promedio}} \times \Delta T_{(73.94^\circ\text{F} \rightarrow 528^\circ\text{F})} + \hat{H}_{v_{212^\circ\text{F}}} + C_{p_{promedio}} \times \Delta T_{(212^\circ\text{F} \rightarrow 528^\circ\text{F})}$$

$$\Delta\hat{H} = h_1 + h_2 + h_3 \quad \text{Ec.(6.40)}$$

Para el Agua:

$$Q = m[h_1 + h_2 + h_3] \quad \text{Ec.(6.41)}$$

PARA HALLAR h_1 :

De la tabla 3.2. Heat Capacity of Liquid-Inorganic Compounds. Chemical Properties Handbook

$$T_{promedio} = (73.94 + 212) ^\circ\text{F} / 2 = 142.97^\circ\text{F} = 334.65\text{K}$$

Cuadro 6.46: Calculo de la capacidad calorifica del agua de 73.94 °C a 212 °C

Componente	Calor Especifico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol.°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O _(l)	75.0883	17.9311	0.9962

Fuente: Handbook

$$C_{p(l) 142.97^{\circ}\text{F}} = 0.9962 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$h_1 = 0.9962 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F} (212 - 73.94)^{\circ}\text{F} = 137.53 \text{ BTU/lb}$$

PARA HALLAR h_2 : El calor de vaporización del Agua

$$h_2 = h_{@212^{\circ}\text{F}} = 970.30 \text{ BTU/lb}$$

PARA HALLAR h_3 :

$$T_{\text{promedio}} = (212 + 528)^{\circ}\text{F} / 2 = 370^{\circ}\text{F} (461\text{K})$$

Cuadro 6.47: Calculo de la capacidad calorifica del agua de 212 °F a 528 °F

Componente	Calor Especifico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O _(v)	34.8261	8.3165	0.4620

Fuente: Handbook

$$C_{p(v) 370^{\circ}\text{F}} = 0.4620 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$h_3 = h_{@370^{\circ}\text{F}} = 0.4620 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F} (528 - 212)^{\circ}\text{F} = 146.00 \text{ BTU/lb}$$

Reemplazando en la ecuación(6.38)

$$m_1 = Q / (h_1 + h_2 + h_3) \quad \text{Ec.(6.42)}$$

$$m_1 = \frac{80565303.18 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{\left(137.53 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} + 970.30 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} + 146.00 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}\right)}$$

$$m_1 = \underline{64255.2808 \text{ lbH}_2\text{O/h}}$$

6.2.2.2.2. Balance de calor en el enfriador del gas (Gas Cooler) a la salida de la tercera cama del Convertidor SO₂

GAS

$$T_{\text{ent}} = 836.6^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{sal}} = 554^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = \frac{(836.6^{\circ}\text{F} + 554^{\circ}\text{F})}{2} = 695.3^{\circ}\text{F} (641.5\text{K})$$

DATOS DE CALOR ESPECIFICO: Para la corriente de gas disponible en “Chemical Properties Handbook”, table 2-2 (Heat Capacity of Gas – Inorganic Compounds)

99Cuadro 6.48: Tabulacion de las capacidades caloríficas de los componentes en función la temperatura del enfriador del gas de la tercera cama del Convertidor de SO₂

Componentes	Calor Especificos $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$ (C_p – Joule/(mol k)), T-K
N _{2(g)}	$29.342 - 3.5395 \times 10^{-3}T + 1.0076 \times 10^{-5}T^2 - 4.3116 \times 10^{-9}T^3 + 2.5935 \times 10^{-13}T^4$
CO _{2(g)}	$27.437 + 4.2315 \times 10^{-2}T - 1.9555 \times 10^{-5}T^2 + 3.9968 \times 10^{-9}T^3 - 2.9872 \times 10^{-13}T^4$
H ₂ O _(g)	$33.933 - 8.4186 \times 10^{-3}T + 2.9906 \times 10^{-5}T^2 - 1.7825 \times 10^{-8}T^3 + 3.6934 \times 10^{-12}T^4$
SO _{2(g)}	$29.637 + 3.4735 \times 10^{-2}T + 9.2903 \times 10^{-6}T^2 - 2.9885 \times 10^{-8}T^3 + 1.0937 \times 10^{-11}T^4$
SO _{3(g)}	$22.466 + 1.1981 \times 10^{-1}T - 9.0842 \times 10^{-5}T^2 + 2.5503 \times 10^{-8}T^3 - 7.9208 \times 10^{-13}T^4$
O _{2(g)}	$29.526 - 8.8999 \times 10^{-3}T + 3.8083 \times 10^{-5}T^2 - 3.2629 \times 10^{-8}T^3 + 8.8607 \times 10^{-12}T^4$

Fuente: Handbook

Las capacidades caloríficas a esta temperatura son calculadas y tabuladas como sigue:

$$1\text{J/mol K} = 0.2388 \text{ BTU/lbmol. }^{\circ}\text{F}$$

Cuadro 6.49: Capacidades caloríficas calculadas del enfriador del gas de la tercera cama del Convertidor de SO₂

Componentes	lbmol/h salida de la 3ra Cama	Calor Específico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(lbmol/h)*(Cp)- BTU/h*°F
N _{2(g)}	5105.1679	30.12360416	7.193516673	36724.1105
CO _{2(g)}	147.7447	47.53928782	11.35238193	1677.2542
H ₂ O _(g)	785.1762	36.75928297	8.778116773	6892.3680
SO _{2(g)}	10.4982	49.70546808	11.86966578	124.6100
SO _{3(g)}	514.4113	68.53904739	16.36712452	8419.4343
O _{2(g)}	312.5000	32.37550111	7.731269664	2416.0218
$\sum (n_i * C_{p_i}) =$				56253.7989

Fuente: Cuadro 6.48

$$Q = \sum (n_i * C_{p_i}) * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.29)}$$

$$Q = 56253.7989 (554 - 836.6) ^\circ\text{F} = -15897323.56 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Calor perdido por el Gas} = \text{Calor ganado por el Agua}$$

AGUA:

- Para la Temperatura de entrada del Agua a la Caldera de Calor Residual se tomará:

Según: “Estudio de Impacto Ambiental (EsIA) Modernización de Refinería Talara” el agua de mar en el área de estudio presenta un promedio de temperatura de 23.3°C (73.94°F) en la temporada de verano. [100]

- Para la Temperatura de salida del Agua de la Caldera de Calor Residual se tomará:

Según Laursen, J.K. & Tensen, F.E. (p. 83). El calor de reacción del convertidor es recuperado en forma de vapor saturado con una presión de 60 bar por el enfriador del gas (Gas Cooler) que enfría la corriente baja del Reactor que sale de la última cama del catalizador (Convertidor SO₂). [61]

De la Tabla de Agua Saturada del libro de Termodinámica de Yunus A. Cengel a 60 bar (870psia) la Temperatura del Vapor Saturado es 528°F

Entonces:

$$T_1 = 73.94^\circ\text{F} \text{ (Agua a temperatura de Ambiente)}$$

$$T_2 = 528^\circ\text{F} \text{ (Agua como vapor Saturado)}$$

$$\Delta\hat{H} \text{ para el } \text{H}_2\text{O (l, } 73.94^\circ\text{F)} \rightarrow \text{H}_2\text{O (v, } 528^\circ\text{F)}$$

Se emplearan tablas de vapor para determinar ΔH para calentar el agua líquida de 73.94°F a 212°F , vaporizarla, calentar el vapor de 212°F a 528°F

Y calcular:

$$\Delta\hat{H} = C_{p_{promedio}} \times \Delta T_{(73.94^\circ\text{F} \rightarrow 528^\circ\text{F})} + \hat{H}_{v_{212^\circ\text{F}}} + C_{p_{promedio}} \times \Delta T_{(212^\circ\text{F} \rightarrow 528^\circ\text{F})}$$

$$\Delta\hat{H} = h_1 + h_2 + h_3 \text{ Ec.(6.40)}$$

Para el Agua:

$$Q = m[h_1 + h_2 + h_3] \text{ Ec.(6.41)}$$

PARA HALLAR h_1 :

De la tabla 3.2. Heat Capacity of Liquid-Inorganic Compounds. Chemical Properties Handbook

$$T_{promedio} = (73.94 + 212) ^\circ\text{F} / 2 = 142.97^\circ\text{F} = 334.65\text{K}$$

Cuadro 6.50: Calculo de la capacidad calorífica del agua de 73.94 °F a 212 °F

Componentes	Calor Específico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol.°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O(l)	75.0883	17.9311	0.9962

Fuente: Handbook

$$C_{p(l) 142.97^{\circ}\text{F}} = 0.9962 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$h_1 = 0.9962 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}(212-73.94)^{\circ}\text{F} = 137.53 \text{ BTU/lb}$$

PARA HALLAR h_2 : El calor de vaporización del Agua

$$h_2 = h_{@212^{\circ}\text{F}} = 970.30 \text{ BTU/lb}$$

PARA HALLAR h_3 :

$$T_{\text{promedio}} = (212+528)^{\circ}\text{F}/2 = 370^{\circ}\text{F} (461\text{K})$$

Cuadro 6.51: Calculo de la capacidad calorífica del agua de 212 °F a 528 °F

Componentes	Calor Específico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O(v)	34.8261	8.3165	0.4620

Fuente: Handbook

$$C_{p(v) 370^{\circ}\text{F}} = 0.4620 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$h_3 = h_{@370^{\circ}\text{F}} = 0.4620 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F} (528-212)^{\circ}\text{F} = 146.00 \text{ BTU/lb}$$

Reemplazando en la ecuación Ec.(6.42)

$$m_2 = Q / (h_1 + h_2 + h_3)$$

$$m_2 = \frac{15897323.56 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{\left(137.53 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} + 970.30 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} + 146.00 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}\right)}$$

$$m_2 = \underline{\underline{12678.9939 \text{ lbH}_2\text{O/h}}}$$

Según Laursen, J.K. & Jensen, F.E. (p. 83). El vapor saturado se almacena en un depósito (drum) que forma parte del Sistema de Vapor (Steam System) y es utilizado para el enfriamiento de las camas catalíticas del reactor. [61]

La masa total de H₂O que entra al drum (depósito) es:

$$m_3 = m_1 + m_2 \quad \text{Ec.(6.43)}$$

$$m_3 = 64255.2808 \text{ lbH}_2\text{O/h} + 12678.9939 \text{ lbH}_2\text{O/h} = \underline{76934.2747 \text{ lbH}_2\text{O/h}}$$

6.2.2.2.1. Balance de agua en el sistema de vapor

Según: CENGEL, Y.A. (p. 197). El Balance de calor para una mezcla de masas es:

$$m_1 * h_1 + m_2 * h_2 = m_3 h_3 \quad \text{Ec.(6.44)}$$

$$m_1 * h_1 + m_2 * h_2 = m_3 h_3 \quad [102]$$

$$m_1 = 64255.2808 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$h_{1@60\text{bar}(870 \text{ psia})} = 1196.99 \text{ BTU/lb}$$

$$m_2 = 12678.9939 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$h_{2@60\text{bar}(870 \text{ psia})} = 1196.99 \text{ BTU/lb}$$

Reemplazando en la Ecuación 6.41, se tiene: $h_3 = \underline{1196.99 \text{ BTU/lb}}$, se encuentra a 60 bar (870 psia)

LA RELACIÓN VAPOR ES ÁCIDO SULFÚRICO PRODUCIDO:

Según: WSA-DC—tecnologia Topsøe WSA de nova geração para gases com maior teor de SO₂ e alta conversão. Cobras 2009 –Florianópolis, Brazil. Torben Christensen. HALDOR TOPSØE.

Se generará vapor de alta presión, aproximadamente 2-3 toneladas de vapor de alta presión/ tonelada de ácido sulfúrico producido. [103]

$$m_{H_2O} = 76934.2747 \frac{lbH_2O}{h} \times \frac{1Kg}{2.2 lb} \times \frac{1TM}{1000Kg} \times \frac{24h}{día} = 839.2830 TMD \text{ de vapor de } H_2O$$

$$m_{H_2SO_4} = 560 TMD \text{ de } H_2SO_4 \text{ producido}$$

$$\frac{839.2830 TMD \text{ de vapor de } H_2O}{560 TMD \text{ de } H_2SO_4 \text{ producido}} = 1.5 \frac{TM \text{ de vapor de } H_2O}{TM \text{ de } H_2SO_4}$$

Se aproxima a las 2 $\frac{TM \text{ de vapor de } H_2O}{TM \text{ de } H_2SO_4}$ que fue mencionado antes.

6.2.2.2.3. Balance de calor para el enfriamiento del gas con vapor de agua saturada de las camas del Convertidor SO₂

Según Laursen, J.K. & Jensen, F.E. (p. 83). El vapor saturado se almacena en un depósito (drum) que forma parte del Sistema de Vapor (Steam System) es utilizado para el enfriamiento de las camas catalíticas del reactor y luego es exportado como vapor sobrecalentado, por lo general a más de 400°C; este calor en exceso también se puede transformar en energía eléctrica en una turbina o se puede utilizar como medio de calefacción en otras unidades de proceso. [61]

6.2.2.2.3.1. Enfriador de gas (Gas cooler) en la salida de la segunda cama

GAS:

$$T_{ent} = 926.6 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_{sal} = 818.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{promedio} = \frac{(926.6^\circ\text{F} + 818.6^\circ\text{F})}{2} = 872.6^\circ\text{F} (740 \text{ K})$$

DATOS DE CALOR ESPECIFICO: Para la corriente de gas disponible en “Chemical Properties Handbook”, Table 2-2 (Heat Capacity of Gas – Inorganic Compounds)

Cuadro 6.52: Tabulacion de las capacidades caloríficas de los componentes en función de la temperatura del enfriador del gas de la segunda cama del Convertidor de SO₂

Componentes	Calor Especificos $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$ (C_p – Joue/(mol k)), T-K
N _{2(g)}	$29.342 - 3.5395 \times 10^{-3}T + 1.0076 \times 10^{-5}T^2 - 4.3116 \times 10^{-9}T^3 + 2.5935 \times 10^{-13}T^4$
CO _{2(g)}	$27.437 + 4.2315 \times 10^{-2}T - 1.9555 \times 10^{-5}T^2 + 3.9968 \times 10^{-9}T^3 - 2.9872 \times 10^{-13}T^4$
H ₂ O _(g)	$33.933 - 8.4186 \times 10^{-3}T + 2.9906 \times 10^{-5}T^2 - 1.7825 \times 10^{-8}T^3 + 3.6934 \times 10^{-12}T^4$
SO _{2(g)}	$29.637 + 3.4735 \times 10^{-2}T + 9.2903 \times 10^{-6}T^2 - 2.9885 \times 10^{-8}T^3 + 1.0937 \times 10^{-11}T^4$
SO _{3(g)}	$22.466 + 1.1981 \times 10^{-1}T - 9.0842 \times 10^{-5}T^2 + 2.5503 \times 10^{-8}T^3 - 7.9208 \times 10^{-13}T^4$
O _{2(g)}	$29.526 - 8.8999 \times 10^{-3}T + 3.8083 \times 10^{-5}T^2 - 3.2629 \times 10^{-8}T^3 + 8.8607 \times 10^{-12}T^4$

Fuente: Handbook

Las capacidades caloríficas a esta temperatura son calculadas y tabuladas como sigue:

$$1\text{J/mol K} = 0.2388 \text{ BTU/lbmol. } ^\circ\text{F}$$

Cuadro 6.53: Capacidades caloríficas calculadas del enfriador del gas de la segunda cama del Convertidor de SO₂

Componentes	Salida de la 2da Cama (lbmol/h)	Calor Especifico (Cp) (J/mol K)	(Cp) (BTU/lbmol°F)	(lbmol/h)*(Cp) BTU/h*°F
N _{2(g)}	5105.1679	30.57099399	7.300353364	37269.5298
CO _{2(g)}	147.7447	49.57180538	11.83774713	1748.9644
H ₂ O _(g)	785.1762	37.964168	9.065843318	7118.2840
SO _{2(g)}	30.4448	51.59778086	12.32155007	375.1265
SO _{3(g)}	494.4648	71.4772308	17.06876272	8439.9019
O _{2(g)}	322.4733	33.22929144	7.935154797	2558.8754
$\sum (n_i * C_p) =$				57510.6819

Fuente: Cuadro 6.52

$$Q = \sum(n_i * C_{p_i}) * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.29)}$$

$$Q = 57510.6819 (818.6 - 926.6) ^\circ\text{F} = -6211154 \text{ BTU/h}$$

Calor perdido por el Gas = Calor ganado por el Agua

AGUA

$$Q = m C_p (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.28)}$$

Dónde:

$$T_1 = 528^\circ\text{F}$$

$$m = 76934.2747 \text{ lbH}_2\text{O/h}$$

Se asumirá el valor T_2 , iterando cada valor en la Ec.(6.42), hasta obtener un calor igual al calor perdido por el gas, pero con signo contrario pues es el calor ganado por el agua.

De la Table 2.2. Heat Capacity of Gas-Inorganic Compounds. Chemical Properties Handbook

Cuadro 6.54: Cálculo de la temperatura que sale del Enfriador de la segunda cama (T_2) en función al calor (Q)

T_2	T_{promedio} ($^\circ\text{F}$)	T_{promedio} (K)	Calor Específico (C_p) (J/mol K)	(C_p) (BTU/lbmol $^\circ\text{F}$)	(C_p) (BTU/lb $^\circ\text{F}$)	Q (BTU/h)
600	564	568.6	35.9237	8.5786	0.4766	2639950
650	589	582.4	36.0780	8.6154	0.4786	4492459
696	612.00149	595.2	36.2221	8.6498	0.4805	6211154

Fuente: Handbook

Se encuentra que $T_2 = 696^\circ\text{F}$ (369°C)

6.2.2.3.2. Enfriador de gas (Gas cooler) en la salida de la primera cama

GAS COOLER:

$$T_{\text{ent}} = 1142.6^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{sal}} = 800.6^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = \frac{(1142.6^{\circ}\text{F} + 800.6^{\circ}\text{F})}{2} = 971.6^{\circ}\text{F} \text{ (795 K)}$$

DATOS DE CALOR ESPECÍFICO: Para la corriente de gas disponible en “Chemical Properties Handbook”, table 2-2 (Heat Capacity of Gas – Inorganic Compounds)

Cuadro 6.55: Tabulacion de las capacidades caloríficas de los componentes en función de la temperatura del enfriador de la primera cama del Convertidor de SO_2

Componentes	Calor Especificos $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$ (C_p – Joue/(mol k)), T-K
$\text{N}_{2(g)}$	$29.342 - 3.5395 \times 10^{-3}T + 1.0076 \times 10^{-5}T^2 - 4.3116 \times 10^{-9}T^3 + 2.5935 \times 10^{-13}T^4$
$\text{CO}_{2(g)}$	$27.437 + 4.2315 \times 10^{-2}T - 1.9555 \times 10^{-5}T^2 + 3.9968 \times 10^{-9}T^3 - 2.9872 \times 10^{-13}T^4$
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	$33.933 - 8.4186 \times 10^{-3}T + 2.9906 \times 10^{-5}T^2 - 1.7825 \times 10^{-8}T^3 + 3.6934 \times 10^{-12}T^4$
$\text{SO}_{2(g)}$	$29.637 + 3.4735 \times 10^{-2}T + 9.2903 \times 10^{-6}T^2 - 2.9885 \times 10^{-8}T^3 + 1.0937 \times 10^{-11}T^4$
$\text{SO}_{3(g)}$	$22.466 + 1.1981 \times 10^{-1}T - 9.0842 \times 10^{-5}T^2 + 2.5503 \times 10^{-8}T^3 - 7.9208 \times 10^{-13}T^4$
$\text{O}_{2(g)}$	$29.526 - 8.8999 \times 10^{-3}T + 3.8083 \times 10^{-5}T^2 - 3.2629 \times 10^{-8}T^3 + 8.8607 \times 10^{-12}T^4$

Fuente: Handbook

Las capacidades caloríficas a esta temperatura son calculadas y tabuladas como sigue:

$$1\text{J/mol K} = 0.2388 \text{ BTU/lbmol. } ^\circ\text{F}$$

Cuadro 6.56: Capacidades caloríficas calculadas del enfriador del gas de la primera cama del Convertidor de SO₂

Componentes	Salida de la 1ra Cama lbmol/h	Calor Específico(Cp) (J/mol K)	(Cp) (BTU/lbmol°F)	(lbmol/h)*(Cp) (BTU/h*°F)
N _{2(g)}	5105.1679	30.83357421	7.363057522	37589.6450
CO _{2(g)}	147.7447	50.60708238	12.08497127	1785.4904
H ₂ O _(g)	785.1762	38.66055469	9.232140461	7248.8565
SO _{2(g)}	161.6721	52.4758594	12.53123522	2025.9515
SO _{3(g)}	363.2374	72.79836835	17.38425036	6314.6097
O _{2(g)}	388.0870	33.66468055	8.039125716	3119.8800
$\sum (n_i * C_p) =$				58084.4332

Fuente: Cuadro 6.55

$$Q = \sum (n_i * C_{p_i}) * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.29)}$$

$$Q = 58084.43321 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{F}} (800.6 - 1142.6) ^\circ\text{F} = -19864876 \text{ BTU/h}$$

Calor perdido por el Gas = Calor ganado por el Agua

AGUA

$$Q = m C_p (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. (6.28)}$$

Dónde:

$$T_1 = 696^\circ\text{F}$$

$$m = 76934.2747 \text{ lbH}_2\text{O/h}$$

Se asumirá el valor T'_2 , iterando cada valor en la Ec.(6.42), hasta obtener un calor igual al calor perdido por el gas, pero con signo contrario pues es el calor ganado por el agua.

De la Table 2.2. Heat Capacity of Gas-Inorganic Compounds. Chemical Properties handbook

Cuadro 6.57: Calculo de la temperatura que sale del enfriador (T_2) de la primera cama en función del calor Calor (Q)

T'_2	$T_{\text{promedio}} (^{\circ}\text{F})$	$T_{\text{promedio}}(\text{K})$	(C_p) BTU/lb $^{\circ}\text{F}$	$Q(\text{BTU/h})$
800.00	748.00149	670.8	1.0000	8000935
900.00	798.00149	698.6	1.0000	15694363
954.21	825.1059	713.6144	1.0000	19864875.9441

Fuente: Heandbook

Se encuentra que $T'_2 = 954.21^{\circ}\text{F}$ (512°C)

6.2.2.3. Condensador WSA

Segun Laursen, J.K. (2007) (p. 2). El condensador WSA es del tipo casco y tubo vertical de película descendente condensador/concentrador con tubos hechos de vidrio de boro silicato resistente al ácido y a los golpes.

El gas de proceso fluye dentro de los tubos, el cual se enfrían en el exterior por el **aire ambiente** en contracorriente con el flujo patrón. El ácido sulfúrico se condensa en los tubos y fluye hacia abajo mientras se concentra en contracorriente en contacto con el gas de proceso caliente. [33]

$$T_1 = 25^{\circ}\text{C} = 77^{\circ}\text{F} \text{ (aire de ambiente)}$$

El aire saldrá el condensador WSA en aproximadamente $200\text{-}250^{\circ}\text{C}$

Tomando el valor medio del intervalo para el aire que sale del condensador, se adopta el valor de:

$$T_2 = \frac{(200+250)}{2} = 225^{\circ}\text{C} = 437^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = \frac{(77^{\circ}\text{F} + 437^{\circ}\text{F})}{2} = 257^{\circ}\text{F} = 398\text{K}$$

$$Q_{\text{ganado por el aire}} = Q_{\text{perdido por el gas de proceso}} \quad \text{Ec. (6.43)}$$

DATOS DE CALOR ESPECIFICO: Para la corriente de gas disponible en “Chemical Properties Handbook”, table 2-2 (Heat Capacity of Gas – Inorganic Compounds)

$$1\text{J/mol K} = 0.2388 \text{ BTU/lbmol.}^{\circ}\text{F}$$

Cuadro 6.58: Calor específico de los componentes del aire

Componentes	n_i lbmol/h	(C _p) J/mol K	(C _p) BTU/lbmol ^o F	$n_i \cdot C_{p_i}$ BTU/h ^o F
O _{2(g)}	1469.7467	30.1816	7.2074	10592.9959
N _{2(g)}	5529.0470	29.2640	6.9883	38638.3796
H ₂ O _(v)	281.8764	34.2885	8.1881	2308.0324
Total	7280.6701			51539.4079

Fuente: Heandbook

El calor ganado por el aire es:

$$Q = \sum (n_i \cdot C_{p_i})(T_2 - T_1) \quad \text{Ec.(6.29)}$$

$$Q = (51539.4079 \text{ BTU/h. } ^{\circ}\text{F}) \cdot (437^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F})$$

$$Q = 18554186.85 \text{ BTU/h}$$

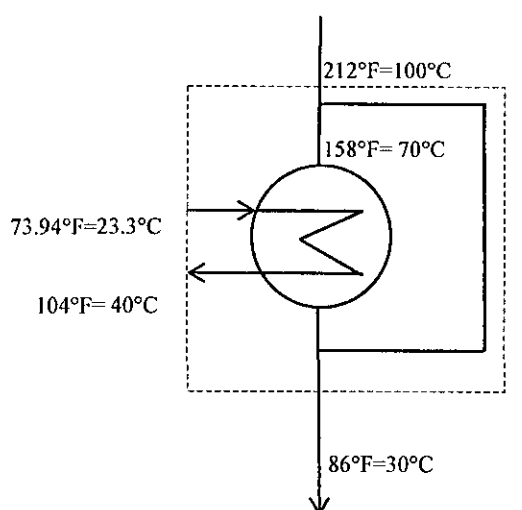
6.2.2.4. Enfriador del Ácido Sulfúrico producido

Según: Simulation of a WSA process for SO₂ containing off gases from the metallurgical industry. Lund University, Faculty of Engineering LTH, Department of Chemical engineering Haldor Topsøe A/S. (pp. 6, 8)

El ácido sulfúrico se enfría a aproximadamente 100°C por el aire de ambiente que pasa sobre el lado de la carcasa. El ácido condensado se mezcla con ácido circulante frío antes de entrar en el recipiente de ácido. La mezcla se obtiene a una temperatura de 70°C, se enfría en un enfriador de placas con agua, antes ser bombeado a un tanque de almacenamiento luego se enfría adicionalmente hasta 40°C. El ácido sale del condensador con una concentración media de un mínimo de 98% en peso. [81]

Segun Laursen, J.K. & Jensen, F.E. (p. 83)

El gas de proceso depurado sale del condensador WSA a aproximadamente 100°C, luego es recogido en ladrillos resistentes al ácido alineados en la parte inferior y se enfría a 30-40°C (en nuestro caso 30°C) en un intercambiador tipo placa refrigerado con agua y luego bombeado al almacenamiento. [61]



$$T_{\text{ent}} = 212^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{sal}} = 86^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = \frac{(212^{\circ}\text{F} + 86^{\circ}\text{F})}{2} = 149^{\circ}\text{F} \text{ (338K)}$$

Figura: 6.20 Enfriador de Acido Sulfurico producido

Fuente: Las Autoras

DATOS DEL CALOR ESPECÍFICO:

Para la corriente de líquido disponible “Chemical Properties Hondbook” son tabuladas como sigue (Tabla 3-2 Capacity of Liquid – Inorganic Compounds)

Cuadro 6.59: Tabulacion de las capacidades calorificas de los componentes en función de la temperatura del acido sulfúrico producido

Componentes	Calor Especifico $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3$
	$C_p - \text{Joule}/(\text{mol.k}), T\text{-K}$
$\text{H}_2\text{SO}_{4(l)} \text{ al } 98\% \text{ p/p}$	$26.004 + 7.0337 \times 10^{-1} T - 1.3856 \times 10^{-3} T^2 + 1.0342 \times 10^{-6} T^3$
$\text{H}_2\text{O}_{(l)}$	$92.053 - 3.9953 \times 10^{-2} T - 2.1103 \times 10^{-4} T^2 + 5.3469 \times 10^{-7} T^3$

Fuente: Handbook

De la Table 3.2. Heat Capacity of Liquid-Inorganic Compounds. Chemical Properties Handbook

Cuadro 6.60: Capacidades caloríficas calculadas del Enfriador del Ácido Sulfúrico

Componentes	Salida ácido circulante frío (lbmol/h)	Calor Específico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(lbmol/h)*(Cp) BTU/h*°F
H ₂ SO _{4(l)} al 98% p/p	514.4113	145.3817	34.7171	17858.8906
H ₂ O _(l)	57.1568	75.0867	17.9307	1024.8626
TOTAL	571.5681		$\sum (n_i * C_{p_i}) =$	18883.7531

Fuente: 6.59

$$Q = (n_i * C_{p_i}) * (T_2 - T_1) \quad \text{Ec.(6.29)}$$

$$Q = 18883.7531 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{F}} * (86 - 212)^\circ\text{F} = -2379353 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

AGUA:

$$T_{\text{ent}} = 73.94^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{sal}} = 104^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{promedio}} = 88.97^\circ\text{F} (304.65^\circ\text{C})$$

Cuadro 6.61: Capacidad calorífica del agua de Enfriamiento de 73.94 °F a 104 °F

Componentes	Calor Específico (Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O _(l)	75.4137	18.0088	1.0005

Fuente: Handbook

$$C_p @ 88.97^\circ\text{F} = 1.0005 \text{ BTU/lb} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$m = \frac{Q}{C_p * (T_2 - T_1)} \quad \text{Ec.(6.30)}$$

$$m = \frac{2379353 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{1.0005 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} * (104 - 73.94)^\circ\text{F}}$$

$$m = 79114.84 \frac{\text{lbH}_2\text{O de enfriamiento}}{h}$$

De la Tabla a.5 del libro "Problemas de Ingeniería Química" de Joaquin Ocon Garcia.

La densidad (ρ) a 88.97°F (31.65°C) a 14.7 psi es igual a 995.1 Kg/m³ (62.12 lb/pie³)

El agua de enfriamiento utilizado es:

$$79114.84 \frac{\text{lb}}{h} * \frac{1}{62.12 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} = 1273.50 \frac{\text{pie}^3}{h} \text{ de agua de enfriamiento}$$

La relación Agua de enfriamiento/TM de ácido producido es:

$$1273.50 \frac{\text{pie}^3}{h} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35.31 \text{ pie}^3} = 36.1 \frac{\text{m}^3}{h} \times \frac{24h}{D} = 865.6 \frac{\text{m}^3}{D}$$

$$\frac{865.6 \frac{\text{m}^3}{D}}{560 \frac{\text{TM}}{D}} = 1.5 \frac{\text{m}^3 \text{ de agua de enfriamiento}}{\text{TM de ácido producido}}$$

DISEÑO DE EQUIPOS

6.3. DISEÑO DE EQUIPOS

6.3.1. DISEÑO DE EQUIPOS DE LA PLANTA DE ENDULZAMIENTO DE GASES ÁCIDOS

Entre los equipos principales están: Columna de Absorción “C-01”, Columna de Desorción “C-02”.

Entre los equipos auxiliares están: Intercambiador MDEAríca/MDEApobre “E-01”, Enfriador MDEApobre “E-02”, Condensador de la cabeza de la Columna Desorbedora “E-03”, Reboiler de la Columna Desorbedora “E-04”, Botellón de Reflujo de la Columna Desorbedora “V-01”, Bomba de MDEApobre “B-01”, Bomba de Reflujo del condensado a la cabeza de la Columna Desorbedora “B-02”.

6.3.1.1. DISEÑO DE LA COLUMNA ABSORBEDORA

6.3.1.1.1. Cálculo del diámetro del Absorbedor:

La determinación del diámetro de la columna Absorbedora requiere de un cierto número de cálculos que dependen fundamentalmente del tipo de relleno elegido y de la caída de presión a lo largo de la columna. Este tipo de cálculos permitirán saber si la sección de la columna es la adecuada para el buen funcionamiento y garantizar el buen contacto entre el líquido y el vapor.

Existen diversas correlaciones en la bibliografía para poder estimar la caída de presión en torres de relleno. La relación utilizada es la Fig. 6.23 para empaques estructurados, utilizando el factor de empaque F_p el cual es empíricamente determinado para cada tipo de empaque, el valor se toma de la Fig.6.21 (Tabla 14-14 “Characteristics of Structured Packings” de la sección 14 del Perry’s Chemical Engineers’ 8th edition).

Donde L es la velocidad superficial de masa del líquido ($\text{lb/pies}^2\cdot\text{h}$), G velocidad superficial de masa del gas ($\text{lb/pies}^2\cdot\text{h}$), L' velocidad del flujo másico del líquido (lb/h), G' velocidad del flujo másico del gas (lb/h), L_m velocidad del flujo molar del líquido (lbmol/h), M_g masa molecular del gas (lb/lbmol), ρ_L densidad del líquido (lb/pies^3), ρ_G densidad del gas (lb/pies^3), F_p factor del empaque (pies^{-1}), ΔP_{flood} caída de presión ($\text{plg H}_2\text{O/pies}$), ν viscosidad cinemática del líquido en centistokes (cS), C_s factor-C basado en el área de la sección superficial de la torre (pies/s), u velocidad superficial del gas (pies/s), S área de la sección transversal (pies^2), D diámetro (pies), T temperatura en grados Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$) y Rankine (R), y P presión absoluta en lb/plg^2 (psia). [104]

PARA EL GAS DE INGRESO:

$$G' = 176592.8139 \text{ lb/h}$$

$$M_g = 21.562 \text{ lb/lbmol}$$

$$T = 88^\circ\text{F} = 548\text{R}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = \frac{21.562 \text{ lb/lbmol}}{359 \text{ pies}^3/\text{lbmol}} \times \frac{184.7 \text{ psi}}{14.7 \text{ psi}} \times \frac{492 \text{ R}}{548 \text{ R}} = 0.6775 \text{ lb/pies}^3$$

PARA EL LÍQUIDO:

$$L' = 345445.9114 \text{ lb/h}$$

El solvente ingresa a 105°F , y empleando el Software HYSYS V 7.0 con los datos:

$$P = 180 \text{ psia},$$

$$T = 105^\circ\text{F},$$

$$L_m = 10265.4509 \text{ lbmol/h}, \text{ y composición molar:}$$

Cuadro 6.62: Composición que llega al Absorbedor

Componentes	lbmol/h	X_i
H ₂ O	8906.6893	0.8676
MDEA	1345.3084	0.1311
H ₂ S	13.4531	0.0013
Total	10265.4509	1.0000

Fuentes: Las autoras

Se encuentra:

$$\rho_L = 64.63 \text{ lb/pies}^3$$

$$\nu = 4.811 \text{ cS}$$

14-62 EQUIPMENT FOR DISTILLATION, GAS ABSORPTION, PHASE DISPERSION, AND PHASE SEPARATION

TABLE 14-14 Characteristics of Structured Packings

Name	Size or number	Area, m ² /m ³	% voids*	Packing factor, m ⁻¹		Vendor
				Normal F_p	Dry $F_{p,d}$	
Metals, corrugated sheets						
Mellapak	125Y	125	99	33		Sulzer
	170Y	170	99	39		
	2Y	223	99	46		
	250Y	250	98	66		
	350Y	350	98	75		
	500Y	500	98	112		
	750Y	750	97			
	125X	125	99	16		
	170X	170	99	20		
	2X	223	99	23		
250X	250	98	26			
500X	500	98	82			
Mellapak Plus	202Y		99			Sulzer
	252Y	250	98	39		
	352Y		98			
	452Y	350	98	69		
	752Y	500	98	131		
Flexipac	700Y	710	96			Koch-Glitsch
	500Y	495	97			
	1Y	420	98	95	(105)	
	350Y	350	98			
	1.6Y	290	98	59		
	250Y	250	99			
	2Y	220	99	49	(36)	
	2.5Y	159	99			
	3.5Y	80	99	30	(15)	
	4Y	55	99	23	(10.3)	
	1X	420	98	92		
	350X	350	98			
	1.6X	290	98	33		
	250X	250	99			
	2X	220	99	23		
	2.5X	150	99			
	3X	110	99	16		
3.5X	80	99				
4X	55	99				
Flexipac High-capacity	700	710	96	223		Koch-Glitsch
	500Z	495	97			
	1Y	420	98	82		
	350Y	350	98			
	1.6Y	290	99	56		
	250Y	250	99			
2Y	220	99	43			
Intalox	1T	310	98	66		Koch-Glitsch
	1.5T	250	99			
	2T	215	99	56		
	3T	170	99	43		

Name	Size or number	Area, m ² /m ³	% voids*	Packing factor, m ⁻¹		Vendor
				Normal F_p	Dry $F_{p,d}$	
	4T	135	99			
	5T	90	99			
	5TX	90	99			
Super-Pak	250	250	98	55 [†]		Raschig
	350	350	98	70 [†]		
Ralu-Pak	250YC	250	98	66		Raschig
Rhombopac	4M	151				Kuhni
	6M	230		59		
	9M	351				
Max-Pak	0.5-4n	220	98	39		Raschig
Montz-Pak	B1-125	125	97			Montz
	B1-200	200				
	B1-250	250	98	66		
	B1-350	350	98			
	BS11-250 [†]	250	95			
	BS11-500 [†]	500	91			
	B1-250M	250		43		
	B1-350M	350				
	B1-500M	500				
Wire Mesh						
Sulzer	AX	250	95			Sulzer
	BX	492	90	69	(52.5)	
	CY	700	85			
	RX Plus					
Wire gauze	BX	493	93			Koch-Glitsch
Montz-Pak	A3-500	500	91			Montz
Goodloe	765	1010	96			Koch-Glitsch
	773	1020	95			
	779	2640	92			
Hyperfil	2300	2300	93.6	324(230) [†]	460	Knit Mesh
	1800	1800	94.8	312(180) [†]		
	1400	1400	96.0	150(140) [†]		
Ceramic						
Flexeramic	25	250	66	131		Koch-Glitsch
	48	180	77	79		
	88	100	86	49		
Plastic						
Mellapak	125Y	125				Sulzer
	250Y	250		72		
	125X	125				
	250X	250				
Ralu-Pak	30/160	160	92			Raschig
Multifil plastics	P1500	1500	88.5			Knit Mesh

Figura 6.21: Características del empaque estructural

Fuente: Perry 8TH

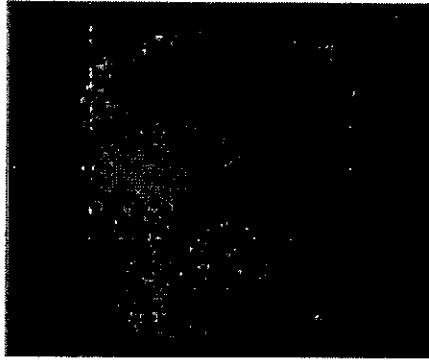


Figura 6.22: Empaque MellapakPlus 252.Y.

Fuente: Structured Packings for Distillation, Absorption and Reactive Distillation. Sulzer Chemtech. Pág. 4

TIPO DE EMPAQUE: MellapakPlus 252.Y

MATERIAL: Láminas delgadas de metal típicamente 0.004"-0.008"

APLICACIÓN: Columnas Absorción/ Desorción

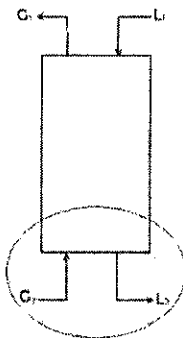
DIAMETRO Y RANGO DE OPERACIÓN: Desde 80 mm hasta 12 m (según el tipo). Vacío de alta presión, carga de líquido de 0,2 a más 200 m³/m²h

De la Tabla Figura 6.21 para el empaque Mellapak Plus 252Y

$$\Delta P_{\text{flood}} = 0.12 F_p^{0.7} \quad \text{Ec. (6.45)}$$

$$F_p = \frac{39}{m} \times \frac{0.3048 m}{1 pie} = \frac{11.8872}{1 pie}$$

$$\Delta P_{\text{flood}} = 0.12 F_p^{0.7} = 0.12 (11.8872)^{0.7} = 0.6788 \frac{plgH_2O}{pies}$$



$$\text{Sabido que: } \frac{L}{G} = \frac{L'/S}{G'/S} = \frac{L'}{G'} \quad \text{Ec. (6.46)}$$

Entonces en la parte inferior de la Columna se tiene:

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho g}{\rho L} \right)^{0.5} = \frac{345445.9114 lb/h}{176592.8139 lb/h} \left(\frac{0.6775 lb/pies^3}{64.63 lb/pies^3} \right)^{0.5} = 0.2003$$

Usando la Figura 6.23 para el Empaque Estructurado sacado del Perry's Chemical Engineers' Handbook 8th Edition.

EQUIPMENT FOR DISTILLATION AND GAS ABSORPTION: PACKED COLUMNS

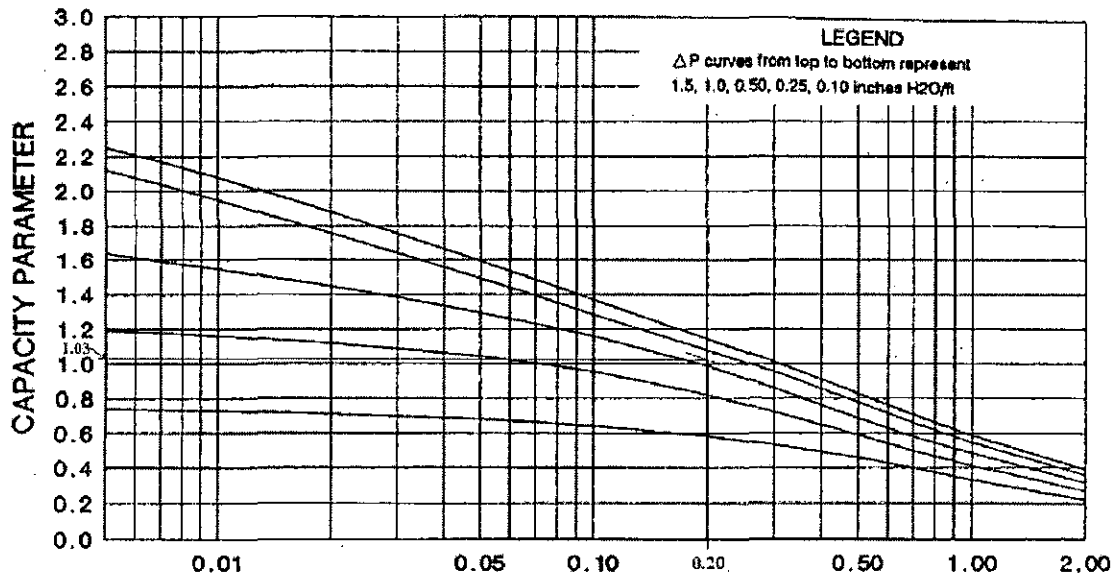


Figura 6.23: Grafico de Flujo versus Capacidad
Fuente: Perry 8th

$$C_s F p^{0.5} v^{0.05} = 1.03$$

$$C_s (11.8872)^{0.5} (4.811)^{0.05} = 1.03$$

$$C_s = 0.2762 \text{ pies/s}$$

$$C_s = u \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_L - \rho_g}} = 0.2762 \text{ pies/s}$$

$$u \cdot \sqrt{\frac{0.6775}{(64.63 - 0.6775)}} = 0.2762 \text{ pies/s}$$

$$u = 2.6832 \text{ pies/s}$$

G, Se expresada en masa de gas por hora y por unidad de área de la sección transversal, considerando la torre vacía. Por lo tanto, G está relacionado con la u velocidad superficial del gas por medio de la ecuación: [62]

$$G = u \cdot \rho_g \quad \text{Ec. (6.47)}$$

$$G = 2.6832 \frac{\text{pies}}{\text{s}} \times 0.6775 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^3} = 1.8179 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2 \cdot \text{s}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 6544.5455 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2 \cdot \text{h}}$$

El área de Sección transversal de la Columna es:

$$S = \frac{176592.8139 \text{ lb/h}}{6544.5455 \text{ lb/pies}^2 \cdot \text{h}} = 26.9832 \text{ pies}^2$$

$$S = \pi \cdot r^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Ec.(6.48)}$$

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad \text{Ec.(6.49)}$$

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 5.8614 \text{ pies (70.3369 plg) (1.7866 m) (1786.6 mm)}$$

6.3.1.1.2. Cálculos de la altura de la Columna:

Según el artículo publicado por Retrofit of H₂S selective Amine Absorber-AIChE Paper "Retrofit of a H₂S Selective Amine Absorber Using MellapakPlus Structured Packing". El número de Unidades de Transferencia de un absorbedor que incluye la reacción de un componente con el disolvente se define:

$$NTU = \ln \left(\frac{Y_{\text{ingreso}}}{Y_{\text{salida}}} \right) \quad \text{Ec.(6.50)} \quad \text{Donde Y es la fracción molar}$$

Debido a la selectividad de la MDEA, porque hay una significativa diferencia en la reacción entre la Amina-H₂S y Amina-CO₂.

La reacción H₂S con la molécula de la alcanolamina es rápida. En comparación con la velocidad de reacción del CO₂, la cual es lenta.

Como se puede apreciar en la gráfica el Número de Unidades de Transferencia tanto para el H₂S y CO₂ en pruebas de laboratorio usando MellapakPlus M252Y. Se aprecia que los NTU son básicamente del H₂S, mientras que para el CO₂ tiende a cero. [52]

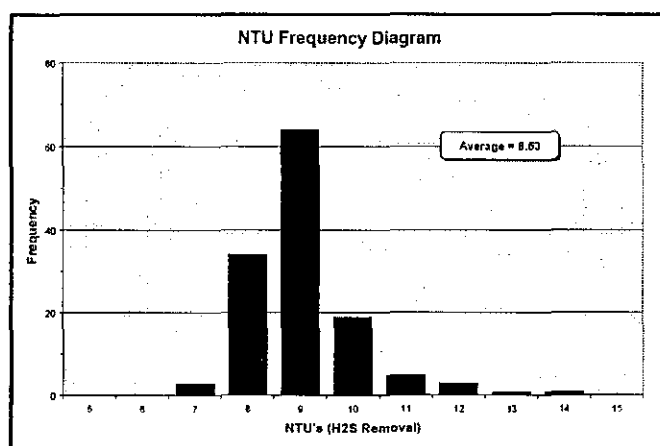
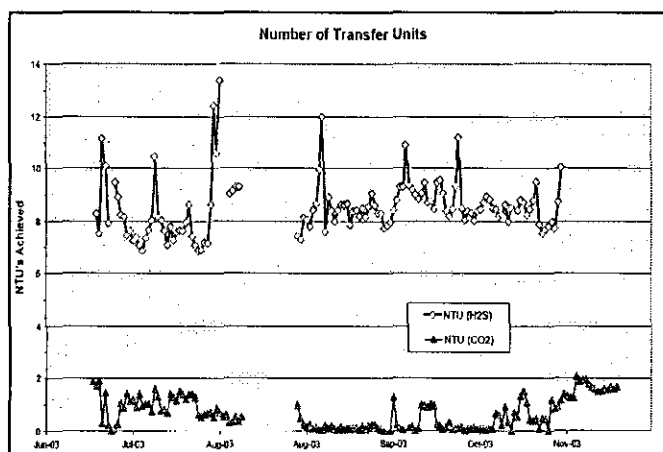


Figura 6.24: Número de unidades de transferencia
Fuente: Retrofit of H₂S selective Amine Absorber-AIChE Paper

De la Ec. (6.50):

$$Y_{\text{ingreso}} = 0.064141$$

$$Y_{\text{salida}} = 5 \times 10^{-5}$$

$$NTU = \ln \left(\frac{0.064141}{5 \times 10^{-5}} \right) = 7.1568 = 7.16$$

Harrison y France (Loc cit) presentó la única regla general para la eficiencia de los empaques estructurados como una función del rizo del empaque. Kister y Larson expresaron en términos del área de superficie por unidad de volumen (a_p) para acomodar una gama más amplia de geometrías de empaque. La expresión final es:

$$HETP' = 100 \frac{C_{XY}}{a_p} + 0.10 \quad \text{Ec. (6.51)}$$

Las áreas específicas de superficie se enumeran en la Figura 6.21 (Tabla 14-14 Characteristics of Structured Packings).

Para sistemas intermedios de tensión superficial (algunas aminas y gliocolos, cuya tensión superficial en condiciones de columna es de 40 a 50 Mn/m), el HETP obtenido a partir de la Ec.(6.51) necesita ser multiplicado por 1.5. Para empaques estructurados, C_{XY} para la mayoría ($<300 \text{ m}^2/\text{m}^3$). No hay datos suficientes para determinar C_{XY} para altas áreas específicas.

Siendo $a_p = 250 \text{ m}^2/\text{m}^3$ de la Figura 6.21 (de la Tabla 14-14 Characteristic of Structured Packings).

$$C_{XY} = 1.45$$

$$\text{HETP} = 1.5 (\text{HETP}') \quad \text{Ec. (6.52)}$$

$$\text{HETP}' = 100 \frac{C_{XY}}{a_p} + 0.10 \quad \text{Ec. (6.51)}$$

$$\text{HETP}' = 100 \frac{(1.45)}{250} + 0.10 = 0.68 \text{ m}$$

$$\text{HETP} = 1.5(0.68 \text{ m}) = 1.02 \text{ m} \times \frac{3.280840 \text{ ft}}{1 \text{ m}} = 3.3465 \text{ pies}$$

Utilizando la Ecuación: $Z_p = (H_{OG})(N_{OG}) = (\text{HETP})(N_t)$ Ec.(6.53) del Perry's Chemical Engineer's Handbook de la Eficiencia de Empaques HETP vs Transferencia fundamental de masa. [104]

$$Z_p = (3.3465 \text{ pies})(7.16) = 23.9500 \text{ pies (7.3000 m)}.$$

6.3.1.1.3. Cálculo del número de lechos

Debido a que en Sulzer Chemtech, publica en su literatura "Efficiency Benefits of High Performance Structured Packings" en sus numerosas pruebas de su empaque estructurado MellapakPlus 252Y. [53]

Se tiene que:

Diámetro de la columna:

$$\frac{\text{Column Diameter (diámetro de la columna)}}{\text{Bed Depth (Profundidad del lecho)}} = \frac{4ft}{12ft} = \frac{1}{3}$$

Es decir que la profundidad del lecho es 3 veces el diámetro de la columna y no debe sobrepasarse.

Entonces:

$$\text{Diámetro de la Columna} = 5.8614 \text{ pies (1.7866 m)}$$

$$\text{Profundidad del lecho} = 3(5.8614 \text{ pies}) = 17.5842 \text{ pies (5.3597m)}$$

Dado que en este caso su valor es de 23.95 pies = 24 pies.

Se opta por una columna con 2 lechos de 12 pies cada uno (3.65 m \approx 4m)

6.3.1.1.4. Carga específica del líquido, "I"

Siendo "I" (carga específica del líquido) en: gpm/ pie² (m³/h.m²) [55]

$$1 \text{ m}^3/\text{m}^2.\text{h} = 0.4090 \text{ gpm/pie}^2$$

$$1 \text{ pie}^3 = 7.481 \text{ gal}$$

$$1 \text{ h} = 60 \text{ min}$$

$$\rho_G (\text{corregida}) = 0.6775 \text{ lb/pie}^3$$

$$\rho_L = 64.63 \text{ lb/pie}^3$$

$$G = 6544.5455 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2.\text{h}}$$

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = 0.2003$$

$$\frac{l}{6544.5455 \frac{lb}{pie^2.h}} \times \left(\frac{0.6775 lb/pie^3}{64.63 lb/pie^3} \right)^{0.5} = 0.2003$$

$$l = \frac{0.2003 \times 6544.5455 \frac{lb}{pie^2.h}}{\left(\frac{0.6775 lb/pie^3}{64.63 lb/pie^3} \right)^{0.5}} = 12802.2564 \frac{lb}{pie^2.h}$$

$$l = 12802.2564 \frac{lb}{pie^2.h} \times \frac{1 pie^3}{64.63 lb} = 198.0854 \frac{pie^3}{pie^2.h}$$

$$l = 198.0854 \frac{pie^3}{pie^2.h} \times \frac{7.481 gal}{1 pie^3} = 24.6979 \frac{gal}{min.pie^2}$$

$$l = 24.6979 \frac{gal}{min.pie^2} \times \frac{1 m^3/m^2.h}{0.4090 gpm/pie^2} = 60.3862 \frac{m^3}{m^2.h}$$

Se divide entre dos para alimentar los dos lechos del empaque

$$l_{1/2} = 99.0427 pie^3/pie^2.h$$

$$l_{1/2} = 12.3490 gal/min.pies^2$$

$$l_{1/2} = 30.1931 m^3/m^2.h$$

6.3.1.1.5. Internos de Columna (Column Internals)

El máximo rendimiento de la columna se puede lograr sólo si se adapta con precisión los interiores de columna tanto para sus empaques y su aplicación específica de proceso.

Según su diámetro y carga específica de líquido se encuentran los internos adecuados.

Diámetro, D= 70.34 plg (1786.6 mm).

Carga específica del líquido para alimentar los dos lechos del empaque, l: 12.3490 gal/min.pies² (30.1931 m³/m².h).

DISTRIBUIDOR /REDISTRIBUIDOR MODELO CANAL 1016/1017

- Diámetros mayores de 55 cm [1400 mm]
- Velocidades de líquido por encima de 1 y 20 gpm/pie² [2.5- 50m³/h.m²]
- Los orificios en comederos

El modelo de Distribuidor 1016 y el Redistribuidor modelo 1017 son distribuidores de tipo canal para torres de más de 55 pulgadas [1400 mm] ID. La altura varía con la cobertura

Diseño modelo estándar 1016/1017 pasa a través de 18 plg [450 mm] de nominal manway (paso de hombre)



Figura 6.25: Distribuidor Modelo Canal 1016.

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. A-7

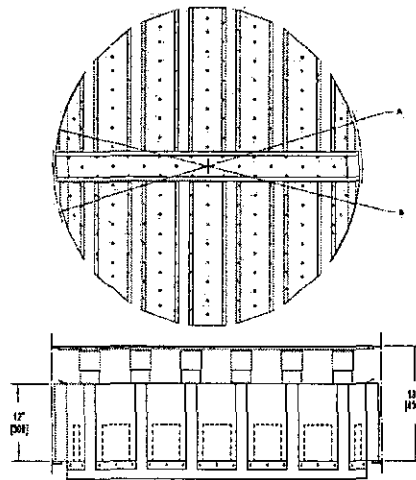


Figura 6.26: Redistribuidor Modelo Canal 1017.

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. A-7.

TUBO DE ALIMENTACIÓN SÓLO LÍQUIDO MODELO 119

Se utiliza cuando el líquido es alimentado desde fuera del distribuidor o redistribuidor de la columna. El modelo de tubo de alimentación 119 es un sistema de tuberías de cabeceras, ramificaciones laterales, y bajantes.

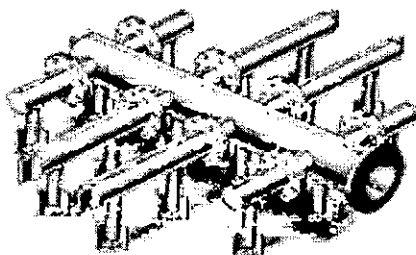


Figura 6.27: Modelo 119

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. B-3

DIFUSOR DE GAS MODELO 196

El flujo entrante es sólo gas y el flujo de energía es excesivo, causando mala distribución del gas a la cama de encima. Este dispositivo reduce la inercia de flujo.

La tasa de regulación de flujo de gas es generalmente 4:1; sin embargo, velocidades más altas son posibles. Este modelo es usado en torres más grande de 48 plg [1200 mm] de diámetro interno.

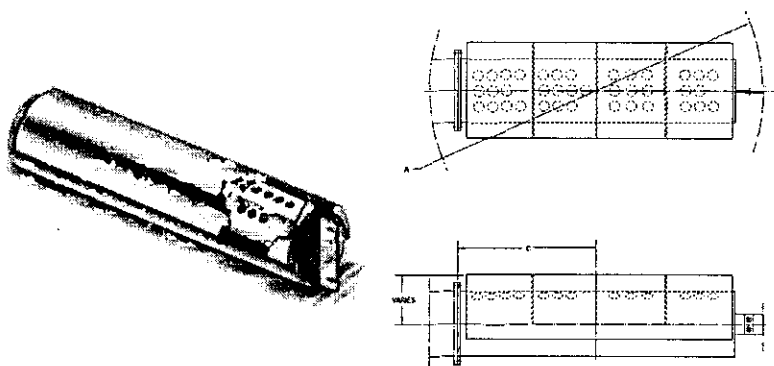


Figura 6.28: Modelo 196.

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. B-8

LIMITADOR DE CAMA PARA EMPAQUE ESTRUCTURADO MODELO 133

El estándar de diseño puede resistir la fuerza ascendente uniforme de 50 lb/pies² [250 kg/m²].

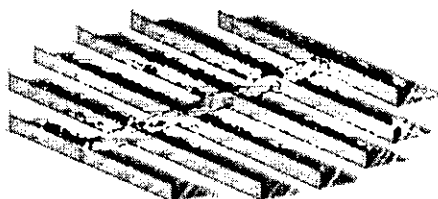


Figura 6.29 : Modelo 133.

Fuente: Packed Tower Internals Guide.
Saint-Gobain NorPro. Pág. C-3

PLATOS DE SOPORTE DE REJILLA MODELO 134

El diseño de modelo de soporte de rejilla 134 permite el paso libre y uniforme de gas y el líquido de modo que la capacidad del empaque no se limita.

El peso aproximado de la rejilla es de 14 lb/pie² [68 kg/m²]. Las rejas pueden ser instaladas a través de una de 17 pulgadas [430 mm] de diámetro interno de manway (paso de hombre).

Los platos con poca carga pueden extenderse hasta 14 pies [4270 mm] sin vigas.

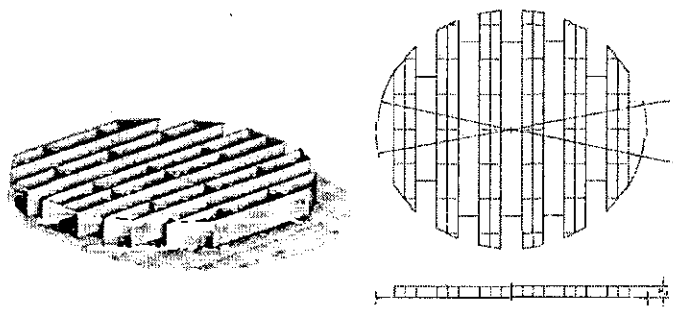


Figura 6.30: Soporte de plato Modelo 134

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain Nor Pro.
Pág. D-6

COLECTORES DE LÍQUIDO

COLECTOR DE CUBIERTA DE LÍQUIDO MODELO 833

El modelo versátil 833 se utiliza en torres de todos los tamaños. Este colector tiene de 25 a 40% de área abierta dependiendo de las necesidades de aplicación.

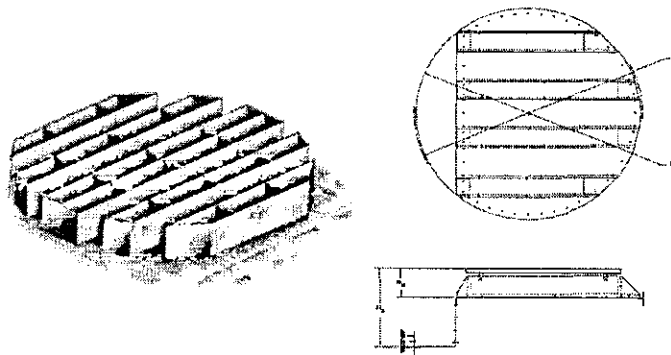


Figura 6.31: Colector de Líquido Modelo 833

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. E-4

DETALLES GENERALES

Para la columna de absorción de 87.66 plg se utilizarán Placas de descanso o inmovilizador de repisa (Plates resting or clamped to ledge) de 2.0 plg.

Y para las Boquillas de entrada tipo bayoneta, se eligió la del Tipo I, debido que es el tipo más común empleado para torres de Absorción. [55]

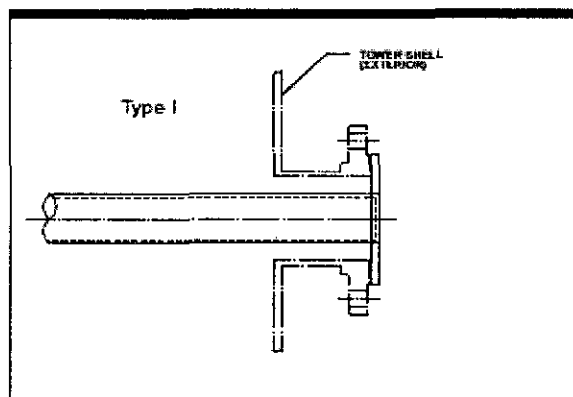


Figura 6.32: Boquillas de entrada tipo bayoneta, tipo I

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. G-2.

6.3.1.1.6. Acoplamiento

a. Entrada del Gas Ácido alimentado a la Columna de Absorción

Gas de entrada	Condiciones estándar
m=177139.2672 lb/h = 2952.3211 lb/min	T=492 R
T=548 R	P=14.7 psi
P=184.7 psia	1lbmol=359 pie ³

Cuadro 6.63: Composición del Gas de Alimentación al Absorbedor

Componentes	lb/h	M _i	Y _i	M _i · Y _i
H ₂ S	17860.8470	34.00	0.0639	2.1727
CO ₂	13001.5334	44.00	0.0359	1.5816
CO	253.4006	28.00	0.0011	0.0308
N ₂	21121.0011	28.00	0.0918	2.5693
CH ₄	35950.3896	16.03170	0.2728	4.3733
C ₂ H ₆	63878.1415	30.04764	0.2586	7.7707
C ₃ H ₈	9029.5479	44.10	0.0249	1.0984
C ₄ H ₁₀	11809.7248	58.12	0.0247	1.4366
H ₂	3688.2280	2.01588	0.2226	0.4487
H ₂ O	546.4532	18.00	0.0037	0.0667
Total	177139.2672	302.32	1.0000	21.5489

Fuente: Las autoras

$$M_g = 21.5489 \text{ lb/lbmol}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = \frac{21.5489 \text{ lb/lbmol}}{359 \text{ pies}^3/\text{lbmol}} \times \frac{184.7 \text{ psi}}{14.7 \text{ psi}} \times \frac{492 \text{ R}}{548 \text{ R}} = 0.6771 \text{ lb/pies}^3$$

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec. (6.56)

$$2952.3211 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.6771)$$

$$D = 9.283 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 10" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 9.750 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 10.750 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.500 \text{ plg}$$

b. Salida del Gas Endulzado

Gas de salida	Condiciones estándar
$m = 152791.5766 \text{ lb/h} = 2546.5263 \text{ lb/min}$	$T = 492 \text{ R}$
$T = 565.1 \text{ R}$	$P = 14.7 \text{ psi}$
$P = 184.7 \text{ psia}$	$1 \text{ lbmol} = 359 \text{ pie}^3$

Cuadro 6.64: Composición del Gas de salida endulzado

Componentes	lb/h	M_i	Y_i	$M_i \cdot Y_i$
H_2S	13.9231	34.00	0.000050	0.0017
CO_2	6500.7667	44.00	0.018040	0.7937
CO	253.4006	28.00	0.001199	0.0336
N_2	21121.0011	28.00	0.099940	2.7983
CH_4	35950.3896	16.03170	0.297102	4.7630
C_2H_6	63878.1415	30.04764	0.281659	8.4632
C_3H_8	9029.5479	44.10	0.027127	1.1963
C_4H_{10}	11809.7248	58.12	0.026921	1.5647
H_2	3688.2280	2.01588	0.242401	0.4887
H_2O	546.4532	18.00	0.004022	0.0724
Total	152791.5766	302.32	1.00	20.1756

Fuente: Las Autoras

$$M_g = 20.1756 \text{ lb/lbmol}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = \frac{20.1756 \text{ lb/lbmol}}{359 \text{ pies}^3/\text{lbmol}} \times \frac{184.7 \text{ psi}}{14.7 \text{ psi}} \times \frac{492 \text{ R}}{565.1 \text{ R}} = 0.6148 \text{ lb/pies}^3$$

$$v \text{ (velocidad, pie/min)} = 1000 D \quad (\text{para gases})$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56)

$$2546.5263 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.6148)$$

$$D = 9.126 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 10" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 9.750 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 10.750 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.500 \text{ plg}$$

c. Entrada de la solución MDEA_{pobre} a la columna de Absorción

Entrada MDEA_{pobre}

$$m = 321232.7516 \text{ lb/h} = 89.2313 \text{ lb/seg}$$

$$T = 105^\circ\text{F}$$

$$P = 180 \text{ psia (solución acuosa)}$$

Cuadro 6.65: Componentes que llegan al Absorbedor (MDEA_{pobre})

Componentes	X _i	lb/h
H ₂ O	0.8676	160320.408
MDEA	0.1311	160320.408
H ₂ S	0.0013	591.9357
Total	1.0000	321232.7516

Fuente: Las autoras

$$\rho = 64.63 \text{ lb/pie}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

Para dos entradas con igual flujo másico

$$m = 160616.3758 \text{ lb/h} = 44.6157 \text{ lb/s}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = D/2 + 4 \text{ (para descarga de la bomba)} \quad \text{Ec.(6.57)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545D^2 \quad \text{Ec.(6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec.(6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ec.(6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico:

Cuadro 6.66: Iteración para hallar acoplamiento de entrada al Absorvedor

v =	5.630	6.407	6.524
A =	0.058	0.126	0.139
D =	3.260	4.813	5.047
m =	21.075	52.274	58.530
Tamaño del Tubo	3" CED 10S	5" CED 80S	5" CED 40S

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 5"NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

D_i (diámetro interno)= 4.813 plg

D_o (Diámetro externo)= 5.563 plg

e (espesor)= 0.375 plg

d. Salida de la Solución MDEArica del fondo de la Columna de Absorción

- **Salida de MDEArica**

$m = 345445.9114 \text{ lb/h} = 95.9572 \text{ lb/seg}$

$T = 143.69 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 130 \text{ psia (solución acuosa)}$

Cuadro 6.67: Componentes que salen del Absorbedor y entran al Regenerador (MDEArica)

Componentes	X_i	lb/h
H ₂ O	0.8143	160320.408
MDEA	0.1230	160320.408
CO ₂	0.0135	6500.766697
H ₂ S	0.0492	18304.3288
Total	1.0000	345445.9114

Fuente: Las Autoras

$$\rho = 67.18 \text{ lb/pie}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = 1/3 (D/2 + 4) \quad (\text{para flujo natural}) \quad \text{Ec. (6.58)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545D^2 \text{ Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ec.(6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico.

Cuadro 6.68: Iteración para hallar acoplamiento de salida del Absorbedor

v =	3.003	2.958	3.070
A =	0.547	0.518	0.592
D =	10.020	9.750	10.420
m =	110.402	102.966	122.042
Tamaño del Tubo	10" CED 40S	10" CED 80S	10" CED 10S

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 10"NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

D_i (diámetro interno)= 9.750 plg

D_o (Diámetro externo)= 10.750 plg

e (espesor)= 0.500 plg

6.3.1.1.7. Cálculo de la Presión de Diseño

Según: Córdova Chablé, M.A., Villanueva, D.G., Tejada Hernández, J.L. & Vega Flores, D. (2011). (p.52). La presión de diseño es superior a una presión de operación por 30 psi o en un 10%; es decir, cualquiera que sea mayor y que se satisfaga este requerimiento. [105]

$$P = P_O (1 + 0.10) \quad \text{ó} \quad P = P_O + 30 \text{ psi.} \quad \text{Ec.(6.59)}$$

- Presión de operación (P_O) : 170 Psig
- Presión de Diseño (P):

$$P = 170(1 + 0.10) = 170 * 1.1 = 187 \text{ psi}$$

$$P = 170 + 30 = 200 \text{ psi}$$

La presión de diseño será, de 200 psi.

6.3.1.1.8. Cálculo de la Temperatura de Diseño

Según: Vargas Marín, M. (2007) (p.10). La temperatura de diseño será como mínimo la temperatura de operación más 20°C. [106]

Temperatura de operación (T_O): 143.69°F (62.05°C)

Temperatura de Diseño (T):

$$T = T_O + 20^\circ\text{C} \quad \text{Ec.(6.60)}$$

$$T = 62.05 + 20 = 82.05^\circ\text{C} \rightarrow 82^\circ\text{C} (180^\circ\text{F})$$

La temperatura de diseño será, de 180°F.

6.3.1.1.9. Cálculo de espesor mínimo de pared

Según: Vargas Marín, M. (2007) (p.10). Bien por norma o código, o por requerimiento de transporte, etc. Se debe fijar un valor mínimo del espesor de la envolvente. Como guía práctica, el espesor mínimo, excluido el sobreespesor por corrosión admisible de las envolventes y fondos, será el mayor de los siguientes valores. [106]

- **Según Código ASME. Sección VIII. División 1**

El espesor mínimo del casco y las cabezas utilizadas, hace de los materiales que figuran en la tabla UCS-23; será de 3/32 plg (0.09375 plg) (2.5 mm) incluir una tolerancia a la corrosión

$$\text{Espesor mínimo (t min): } 2.5 + C, (\text{mm}) \quad \text{Ec. (6.61)}$$

Siendo el según el código ASME. Sección VIII. División 1 la tolerancia por corrosión de ¼ plg (0.25 plg) (6 mm).

Entonces se asume el sobreespesor de corrosión de 6 mm, se tiene que:

$$t_{\min} = 2.5 + C = 2.5 + 6 = 8.5 \text{ mm}$$

- **Según la Fórmula:**

$$t_{\min} = \frac{D_i}{1000} + 2.54 + C (\text{mm}) \quad \text{Ec. (6.62)}$$

D_i (Diámetro interior)= 1786.6 mm

$$\begin{aligned} t_{\min} &= \frac{1786.6}{1000} + 2.54 + C \\ t_{\min} &= 4.3266 + C = 4.3266 + 6 = 10.33 \text{ mm} = 0.4066 \text{ plg} \\ &\cong 0.41 \text{ plg} \end{aligned}$$

6.3.1.1.10. Cálculo de espesores debido a la Presión Interna

Según el Código ASME. Sección VIII. División 1. Recomienda un margen adecuado por encima de la presión a la que el recipiente será operado normalmente para permitir aumentos repentinos de la presión en el recipiente hasta el ajuste de la presión.

Cada elemento de un recipiente a presión estará diseñado para al menos la condición más severa de la presión coincidente (incluyendo la cabeza estática coincidente en la posición de funcionamiento) y la temperatura esperada en funcionamiento normal.

Según: Vargas Marín, M. (2007). (p.11). Conviene recordar que la presión interna en un determinado punto de la torre está compuesta por la presión interna medida en la cabeza del recipiente (o parte más alta) más la debida a la columna de líquido del punto en cuestión, esto debe tener en cuenta para cálculos posteriores. [106]

CUERPO:

Según el Código ASME. Sección I, así como la sección VIII, requiere uniones en el tope longitudinal y circunferencial para ser examinados por completo por radiografía.

Se utiliza el código de diseño UG-27 Espesor de los depósitos bajo presión interna.

UG-27 (c) Los depósitos cilíndricos

- Cuando el diseño del recipiente requiere uniones en el tope con soldadura longitudinal totalmente radiografiado, el cuerpo cilíndrico tendrá un factor de eficiencia de la unión (E) de 1.0

Según: ARKEMA. (2000). (p.5). Debido a que todas las Aminas utilizadas en el tratamiento de gas, la MDEA tiene la más alta estabilidad química y térmica, la MDEA no reacciona con el CO₂ para formar productos degradables. Como resultado, la adecuada operación de las plantas de MDEA muestra poca o ninguna corrosión hacia el Acero al carbono,

Sin embargo la contaminación con calor estable y el Understripping incrementaran la corrosión. El cobre y aleaciones de cobre como el latón o metal "Admiralty" serán severamente corroídos por todas las aminas y nunca se debe usar con MDEA. [44]

Ya que las temperaturas en el interior de la columna varían desde los 105°F en la cabeza hasta los 143.69°F en el fondo, elegiremos SA-516-60 para el envolvente, fondos y soporte (se encuentra en la tabla 3A.1 – carbon Steel and low Alloy Materials).

Como la presión de operación es de 170 psig es menor de 3000 psi se trabajará con la División 1 para los depósitos de baja presión, teniendo así la máxima presión admisible de tensión (S) de acuerdo al código ASME. Sección II, tabla 1A. (S = 17110 psi)

Utilizando las fórmulas suplementarias del espesor cilíndrico, las cuales están en términos del radio externo, y son equivalentes a las del código de Diseño UG – 27 (c).

Para envolventes cilíndricos (tensión circunferencial)

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E + 0.4P} + C \quad \text{Ec. (6.63)}$$

- Presión de diseño (P): 200 psi
- Diámetro interno (D_i) = 70.3369 plg
- Radio exterior (R_o): $\frac{D_i}{2} + t_{min} \quad \text{Ec. (6.64)}$

$$R_o = \frac{70.3369}{2} + 0.4066 = 35.5750 \text{ plg} \cong 35.57 \text{ plg}$$

Utilizando la “Table 1a (Cont'D) del código ASME Valores Máximos Admisibles de Tensión para Materiales Ferrosos”, para temperatura del metal en 82°C inferior o igual.

- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 82°C : 118 MPa

$$118 \text{ MPa} \times \frac{10^6 \text{ Pa}}{1 \text{ MPa}} \times \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ psi}}{1 \text{ Pa}} = 17110 \text{ psi}$$

- Eficiencia de soldadura (E) : 1.00 (radiografía total)
- Sobreepesor de corrosión (C): $\frac{1}{4} \text{ plg} = 0.25 \text{ plg}$

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E + 0.4P} + C \quad \text{Ec. (6.63)}$$

$$t = \frac{(200)(35.5750)}{(17110)(1.00) + 0.4(200)} + 0.25$$

$$t = 0.6639 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.75 plg (3/4")

FONDO SUPERIOR

Según Vargas Marín, M. (2007). (pp. 11-12). Se utilizará la fórmula para el diseño de formación de cabeza (tapa) bajo presión interna, en términos del diámetro externo de la (Fig. 1-4) del código ASME como una fórmula suplementaria.

(Tapa F & D No – Estándar ASME)

Las fórmulas utilizadas para las dimensiones del cuerpo y cabeza son dadas en la sección 4 del apéndice 1 del Código ASME Caldera y Recipientes a Presión, sección VIII. División 1. [106]

TAPA TORIESFÉRICA

$$t = \frac{P.L.M}{2 S.E-0.2 P} + C \quad \text{Ec.(6.65)}$$

$$\text{Donde } M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad \text{Ec.(6.66)}$$

El valor numérico del factor M. También puede ser obtenido de la tabla 1-4.2 del Código ASME.

- Mínimo espesor requerido de la tapa después de formarse en plg (t):
- Presión interna de diseño (P): 200 psig.
- Diámetro externo de la falda (D_o): D_i + 2 t_{min}
D_o = 70.3369 + 2(0.4066) = 71.1500 plg (1807.21 mm)
- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 82°C: 118MPa (17110 psi).
- Eficiencia de la soldadura (E): 1.00(radiografía total)
- Sobreespesor de corrosión (C): ¼ plg = 0.25 plg.
- Tipo de fondo: Toriesférico (subtipo korbogen).
- Radio interno del rebordeado en plg (r):
- Radio interno de la corona en plg (L):
- Razón de radio interno de la corona a radio interno del rebordeado, se usa la tabla 1-4.2 del código ASME (L/r):
- Un factor en las fórmulas para el tope toriesférico depende de la proporción L/r (M):

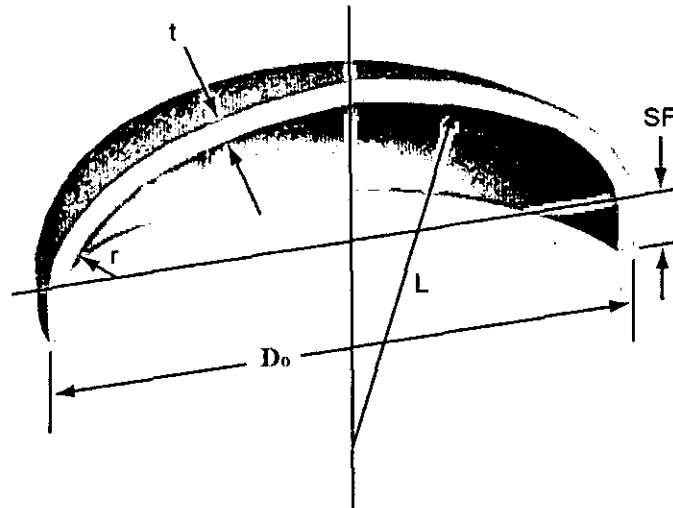


Figura 6.33: Cabeza superior toriesférica

Fuente: Bringos, P.J.E. (2011) CASTI GUIDEBOOK to ASME .
Section VIII. Div. 1 – Pressure Vessels. Third Edition Vol. 4
(Figura) (p.36)

$$\text{Donde } L = 0.80 D_o \quad \text{Ec.(6.67)}$$

$$r = \frac{D_o}{6.5} \quad \text{Ec.(6.68)}$$

$$L = 0.80 (71.1500 plg) = 56.9200 plg$$

$$r = 71.1500 plg / 6.5 = 10.9462 plg$$

$$\text{Donde } M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{56.9200 plg}{10.9462 plg}} \right)$$

$$M = 1.32$$

“M” también puede ser obtenida de la sección VIII, División 1, tabla 1-4.2

Cuadro 6.69: Valores del Factor M

TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR M
(Use Nearest Value of L/r; Interpolation Unnecessary)

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 2/3
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when L equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Codigo ASME. Sección VIII, División 1, Tabla 1-4.2

$$\frac{L}{r} = \frac{56.9200 \text{ plg}}{10.9462 \text{ plg}} = 5.2, \quad M = 1.32$$

$$t = \frac{(200 \text{ psi})(56.9200 \text{ plg})(1.32)}{2(17110 \text{ psi})(1.0) - 0.2 (200 \text{ psi})} + 0.25 \text{ plg}$$

$$t = 0.6897 \text{ plg (17.52 mm)}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.75plg (3/4")

FONDO INFERIOR:

Según: Vargas Marín, M. (2007). (p.13). El cálculo del espesor del fondo inferior es análogo al del superior pero con sus datos correspondientes que son los que a continuación se muestran: [106]

- Presión de diseño (P): $200 + 2 = 202 \text{ psi}$.
- Diámetro exterior (D_o): 71.1500 plg
- Factor M (M):
- Eficiencia (E): 1.0
- Sobreepesor o margen de corrosión (C): 0.25 plg .
- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 82°C : 17110 psi
- Tipo de fondo: Toriesférico (subtipo Korbbogen)
- Radio de curvatura o radio mayor (L):

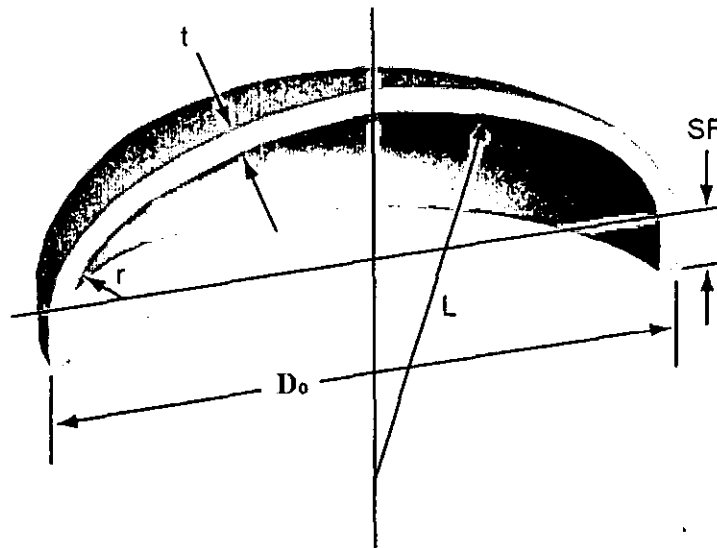


Figura 6.34: Cabeza superior toriesférica
Fuente: Bringos, P.J.E. (2001) CASTI GUIDEBOOK to ASME .
Section VIII, Div. 1 – Pressure Vessels. Third Edition Vol. 4
(Figura) (p. 136)

Los cálculos son las mismas:

$$L = 0.8 (71.1500 plg) = 56.9200 plg$$

$$r = 71.1500 plg / 6.5 = 10.9462 plg$$

$$M = 0.25 \left(3 + \sqrt{\frac{56.9200 plg}{10.9462 plg}} \right)$$

$$M = 1.32$$

“M” también puede ser obtenida de la sección VIII, División 1, tabla 1-4.2

Cuadro: 6.69: Valores del Factor M

TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR *M*
(Use Nearest Value of *L/r*; Interpolation Unnecessary)

<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L/r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16½ ⁽¹⁾
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when *L* equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Código ASME. Sección VIII, División 1, Tabla 1-42

$$\frac{L}{r} = \frac{56.9200 \text{ plg}}{10.9462 \text{ plg}} = 5.2, \quad M = 1.32$$

$$t = \frac{(202 \text{ psi})(56.9200 \text{ plg})(1.32)}{2(17110 \text{ psi})(1.0) - 0.2 (202 \text{ psi})} + 0.25 \text{ plg}$$

$$t = 0.6941 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.75plg (3/4").

6.3.1.1.11. Cálculo de la altura de los cabezales toriesféricos korbboogen [DIN-28013] superior e inferior

Cuadro 6.70: Simbolos de cabezales toriesfericos Korbboogen

SÍMBOLOS	
D _o	Diámetro exterior
T	Espesor inicial
L	Radio esférico interior
R	Radio rebordeo interior
h ₁	Pestaña (parte recta)
H	Altura total exterior
Di	Diámetro interior
h ₂	Flecha

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en frío. (p.4).

Cuadro 6.71: Formula para tapa toriesfertica Korbboogen

TAPA TORIESFÉRICAS	
TIPO	KORBBÖGEN [DIN-28013]
NORMA	$L = 0.8 D_o$ $r = 0.154 D_o \text{ o } r = D_o / 6.5$ $h_1 \geq 3t$
D	$h_2 = 0.255 D_o - 0.635t$
I	$H = h_2 + h_1 + t$
N	

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en frío. (p.6).

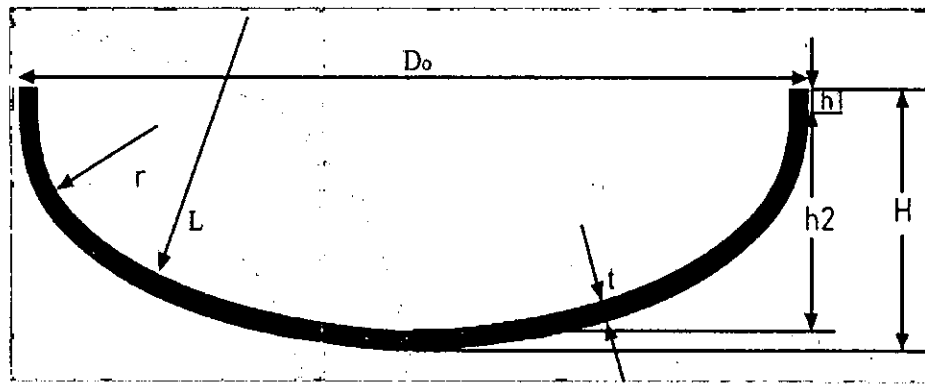


Figura 6.35: Fondo toriesférico

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en Frío [figura]. (p.5)

$$t_{\min} = 0.4066 \text{ plg}$$

$$t_{\text{cuerpo}} = 0.6639 \text{ plg}$$

$$t_{\text{fondo superior}} = 0.6897 \text{ plg}$$

$$T_{\text{fondo inferior}} = 0.6941 \text{ plg}$$

Por lo cual se elegiría el espesor mayor de 0.7010plg, el estándar más cercano es de 0.75plg para el espesor del envolvente de la columna y de los fondos superior e inferior.

Entonces:

$$D_o = D_i + 2t \quad \text{Ec. (6.69)}$$

$$D_o = 70.34 + 2(0.75) = 71.84 \text{ plg}$$

Para realizar el cálculo de la altura para los toriesféricos tipo KORBBOGEN tenemos el Cuadro 6.71, que nos muestra la fórmula a usar:

$$D_o = \text{Diámetro exterior} = 71.84 \text{ plg}$$

$$t = \text{Espesor inicial} = 0.75 \text{ plg}$$

Reemplazando tenemos:

$$L = 0.8 (71.84) = 57.47 \text{ plg}$$

$$r = 0.154 (71.84) = 11.06 \text{ plg}$$

$$h_1 = 3(0.75) = 2.25 \text{ plg}$$

$$h_2 = 0.255 (71.84) - 0.635 (0.75) = 17.84 \text{ plg}$$

$$H = 2.25 \text{ plg} + 17.84 \text{ plg} + 0.75 \text{ plg} = 20.84 \text{ plg}$$

6.3.1.1.12. Cálculo de la Presión del Viento

Del Estudio de Impacto ambiental de la Modernización de la Refinería, indica que en verano las direcciones del Viento predominante son: ESE (con velocidad del viento de 6-7 m/s), SE, W, E, SSW.

En otoño las direcciones del viento predominantes son : ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s), SE, W, SSE, E, SSW, en invierno las direcciones del viento predominantes son : ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s), SSE, S, SSE, E y en primavera las direcciones predominantes son ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s) SSE, S, SSE.

Según Norma Peruana E.020. En el mapa Eólico del Perú las velocidades del viento para Talara es de 35 km/h a 10 m sobre el suelo.

Velocidad de Diseño

$$V_h = V (h/10)^{0.22} \quad \text{Ec. (6.70)}$$

V_h : velocidad de diseño en la altura h en km/h.

V : velocidad de diseño hasta 10m de altura en km/h.

h : altura sobre el terreno en metros.

Para una altura total de la torre de 584.34 plg (14.84 m \equiv 15 m)

$$V_h = 35 \left(\frac{15}{10} \right)^{0.22} = 38.27 \text{ Km/h}$$

La carga exterior de viento. "Presión Básica del viento"

$$P_h = 0.005 \cdot C \cdot V_h^2 \quad \text{Ec.(6.71)}$$

P_h = Presión o succión del viento a una altura h en kgf/m².

C : factor de diseño a la altura h , indicado en la tabla 4.

$C = +0.7$ (Tanques de agua, chimeneas y otras de sección circular o elípticas) [107]

$$P_h = 0.005 \times 0.7 \times (38.27)^2 = 5.1249 \text{ kgf/m}^2 * \frac{1 \text{ psi}}{703.448 \text{ kgf/m}^2} = 0.00729 \text{ psi}$$

6.3.1.1.13. Cálculos de las Tensiones debidas al viento en condiciones de operación:

Según Calle Cabrera, M. (2011). Para una altura de 15 metros, la presión básica del viento P_h es de 0.00729 psi, a partir de este dato se obtiene la presión de diseño debida al viento. Para ello, se requiere al conocimiento de los siguientes datos:

Coeficiente Eólico (C_s)

Coeficiente de Accesorio (m):

Factor eólico de esbeltez (k):

$$P_v = P_h \cdot C_s \cdot K \cdot m \quad \text{Ec.(6.72)}$$

C_s se encuentra del Cuadro 6.72 (Tabla 5.3 NBE-EA), para una construcción cilíndrica de superficie rugosa o nervada $C_s = 0.8$

Cuadro 6.72: Coeficiente eólico de sobrecarga total en una construcción

Tabla 5.3 Coeficiente eólico de sobrecarga total en una construcción	
Clase de construcción	Coeficiente eólico c
Construcciones prismáticas	
De planta rectangular o combinación de rectángulos	1,2
De planta octogonal o análoga	1,0
Construcciones cilíndricas	
De superficie rugosa o nervada	0,8
De superficie muy lisa	0,6
Construcciones esféricas	
Esferas o semiesferas	0,4
Casquetes esféricos de relación altura: diámetro $\leq 1:4$	0,2

Fuente: Calle Cabrera, M. (2011). Diseño de un absovrvedor para la eliminación de acido sulhidrico de una corriente gaseosa procedente de la torre de vacio de la Refineria Gibraltar – San Roque (p.20)

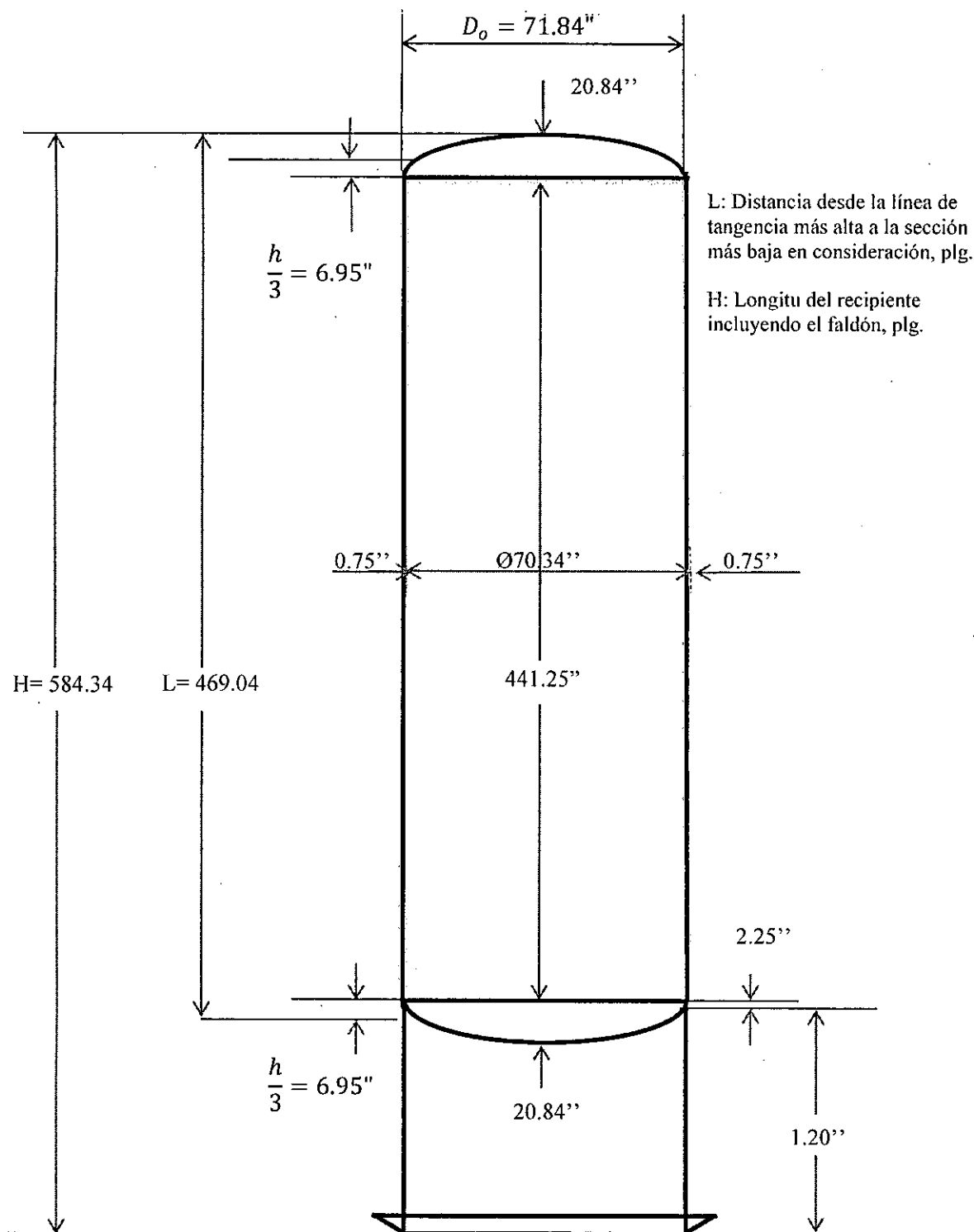


Figura 6.36: Diseño simple ede la columna absorvedora
Fuente: Las Autoras

Véase el Plano N°5 “Estructura Básica y Elementos Internos de la Columna Absorbedora C-01”)

Para la relación entre los valores de h (distancia desde la línea de tangencia) y b (diámetro externo), se tiene:

$$\frac{h}{b} = \frac{455.15''}{71.84''} = 6.34$$

K es el factor Eólico de Esbeltez, Cuadro 6.73 (Según tabla 5.5 NBE-EA)

Cuadro 6.73: Factor Eólico de Esbeltez

Tabla 5.5 Factor eólico de esbeltez			
Esbeltez: $\frac{h}{b}$ si $h > b$ $\frac{b}{h}$ si $b > h$	1 a 5	10	60 o mayor
Factor eólico de esbeltez k	1	1,25	1,50
Valores intermedios pueden interpolarse linealmente.			

Fuente: Calle Cabrera, M. (2011). Diseño corriente de un absorbedor para la eliminación de ácido sulfhídrico de una gaseosa procedente de la torre de vacío de la refinería Gibralta – San Roque (p.21)

Interpolando del Cuadro 6.73 (tabla 5.5 NBE-EA), se obtiene $k = 1.067$

Para hallar el coeficiente de Accesorios (Tuberías, plataformas, escaleras) “m”, se necesita conocer el diámetro externo total “D_e”, el cual es la suma de D_o (diámetro exterior), t_a (espesor del aislante), t_r (espesor del recubrimiento del aislante). [108]

$$D_e = D_o + 2 t_a + 2 t_r \quad \text{Ec. (6.73)}$$

Cuadro 6.74: Coeficiente de tuberías, plataformas y escaleras

Diámetro exterior D (mm)	coeficiente m
<500	1,5
500<D<1000	1,4
1000<D<1500	1,3
1500<D<2000	1,25
2000<D<2500	1,2
2500<D	1,15

Fuente: Calle Cabrera M. (2011). Diseño de un Absorvedor para eliminación de ácido sulfhídrico de una corriente gaseosa procedente de la torre de vacío de la Refinería Gibralta - San Roque (p.21)

Según el Manual de Aislamiento en la Industrial ISOVER en su tabla 5: Espesores recomendables para productos ISOVER, para temperaturas de Trabajo de alrededor 100°C un espesor de aislamiento de 70mm (2.76 plg), escogiéndose el aislante modelo Panel PL-156 (Panel semirígido de lana de vidrio). [109]

$$t_a = 70\text{mm (2.76 plg)}$$

Según Ulbrinox, para Bandas de Aluminio 3003. ASTM-B-209. Equivalente AlMn1Cu [110]

$$t_r = 0.032 \text{ plg}$$

Teniendo por tanto un diámetro externo total de:

$$D_c = 71.84 + 2(2.76) + 2(0.032) = 77.41 \text{ plg (1966mm)}$$

m es el coeficiente de Tuberías, plataformas y escaleras, para un diámetro exterior $D_c = 1966 \text{ mm}$, Según el Cuadro 6.74 de Coeficiente de tuberías, plataformas y escaleras $m = 1.25$. [108]

La Presión de Diseño del Viento es:

$$P_v = 0.00729 \text{ psi (0.8) (1.067) (1.25)}$$

$$P_v = 0.00777 \text{ psi}$$

6.3.1.1.14. Cálculo de Momentos de Viento

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp. 11-16)

Para el nivel de elevación I (Elevación de la línea de Tangencia).

Teniendo en cuenta que 77.41plg es el diámetro externo total del equipo y que los momentos es la suma de cada carga por la distancia a la sección.

Para el nivel de elevación I

$h_1 = "L"$ (Distancia desde la línea de tangencia a la sección más baja en consideración)

$$h_1 = 455.15 \text{ plg}$$

$$MV_I = P_v \cdot D_e \cdot h_1 \cdot d_1 \quad \text{Ec. (6.74)}$$

Donde:

$$d_1 = h_1 / 2 \quad \text{Ec. (6.75)}$$

$$d_1 = h_1 / 2 = 455.15 / 2 = 227.575 \text{ plg}$$

$$MV_I = 0.00777 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2} \times 77.41 \text{ plg} \times 455.15 \text{ plg} \times 227.575 \text{ plg}$$

$$MV_I = 62332 \text{ lbf.plg}$$

Para el nivel de elevación II (Elevación de la base)

$h_2 = "H"$ (Longitud del recipiente incluyendo el faldón). La altura considerada es la suma de la longitud entre líneas de tangencia h_1 , la flecha más el espesor del fondo Toriesférico superior y la longitud de faldón considerada de 120 plg.

$$h_2 = 584.34 \text{ plg}$$

$$d_2 = 584.34 / 2 = 292.17 \text{ plg}$$

$$MV_{II} = P_v \cdot D_e \cdot h_2 \cdot d_2 \quad \text{Ec. (6.76)}$$

$$MV_{II} = 0.00777 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2} \times 77.41 \text{ plg} \times 584.34 \text{ plg} \times 292.17 \text{ plg}$$

$$MV_{II} = 102738 \text{ lbf.plg}$$

6.3.1.1.15. Cálculo de Esfuerzos Admisibles (a Tracción y Compresión)

Tensiones Admisibles para el punto I:

La línea de tangencia es justo la línea de transición que en los fondos actúa como paso de una figura bombeada a otra cilíndrica. Considerando los espesores corroídos, según las tablas del código ASME Sección VIII, las tensiones máximas de tracción/compresión en esta línea son los siguientes

Tensiones máximas de Tracción (S): 17 110 psi

Compresión: la máxima compresión admisible que aguanta una carcasa se determina de acuerdo con el valor del coeficiente "A" calculado a partir de la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0.125}{\frac{R}{t_c}} \quad \text{Ec. (6.77)}$$

Siendo:

A = Factor función de las dimensiones del recipiente

R = Radio Exterior (plg)

t_c = Espesor Corrido (plg)

$$R = \frac{D_o}{2} = \frac{71.84 \text{ plg}}{2} = 35.92 \text{ plg}$$

$$t_c = t - c \quad \text{Ec. (6.78)}$$

Siendo:

Espesor (t) : 0.75 plg

Sobre espesor de corrosión (C): 0.25 plg

$$t = 0.75 - 0.25 = 0.50 \text{ plg}$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{35.92}{0.50}} = 0.00174$$

Con el valor obtenido de A y con la ayuda de las gráficas UG-23 del código ASME correspondientes al tipo de material, se obtiene el valor de B. También el valor de A que a la derecha de la línea material/temperatura, el valor de B puede ser calculado usando la siguiente fórmula:

$$B = \frac{AE}{2} \quad \text{Ec.(6.79)}$$

E= Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño en Megapascal (Pa), su valor es obtenido del código ASME. Sección II. Parte D. Subparte 3. Para el tipo de material A-516 Grado 60, con un porcentaje de carbón de 0.21%. Se calcula E a la temperatura de diseño (82°C= 180°F), interpolando las temperaturas se tiene:

$$E = 198.96 \times 10^3 \text{ MPa} = 28849200 \text{ psi}$$

$$B = \frac{(0.00174)(28849200 \text{ psi})}{2} = 25100 \text{ psi}$$

Tensiones Admisibles para el punto II (base):

De manera análoga al caso del punto I, las tensiones a tracción/ compresión son:

$$\text{Tracción} = 17110 \text{ psi}$$

$$\text{Compresión: } A = \frac{0.125}{\left(\frac{35.92}{0.57}\right)} = 0.001984$$

$$t_c = 0.75 - 0.18 = 0.57 \text{ plg}$$

$$E = 28849200 \text{ psi}$$

$$B = \frac{(0.001984)(28849200 \text{ psi})}{2} = 28614 \text{ psi} \quad [106]$$

6.3.1.2. DISEÑO DE LA COLUMNA DESORBEDORA

6.3.1.2.1. Cálculo del diámetro del Desorbedor:

La determinación del diámetro de la columna Desorbedora requiere de un cierto número de cálculos que dependen fundamentalmente del tipo de relleno elegido y de la caída de presión a lo largo de la columna. Este tipo de cálculos permitirán saber si la sección de la columna es la adecuada para el buen funcionamiento y garantizar el buen contacto entre el líquido y el vapor.

Existen diversas correlaciones en la bibliografía para poder estimar la caída de presión en torres de relleno. La relación utilizada es la Fig. 6.23 para empaques estructurados, utilizando el factor de empaque F_p el cual es empíricamente determinado para cada tipo de empaque, el valor se toma de la Fig. 6.21 (Tabla 14-14 "Characteristics of Structured Packings" de la sección 14 del Perry's Chemical Engineers' 8th Edition).

Donde L es la velocidad superficial de masa del líquido ($\text{lb/pies}^2\cdot\text{h}$), G velocidad superficial de masa del gas ($\text{lb/pies}^2\cdot\text{h}$), L' velocidad del flujo másico del líquido (lb/h), G' velocidad del flujo másico del gas (lb/h), L_m velocidad del flujo molar del líquido (lbmol/h), M_g masa molecular del gas (lb/lbmol), ρ_L densidad del líquido (lb/pies^3), ρ_G densidad del gas (lb/pies^3), F_p factor del empaque (pies^{-1}), ΔP_{flood} caída de presión ($\text{plg H}_2\text{O/pies}$), ν viscosidad cinemática del líquido en centistokes (cS), C_s factor-C basado en el área de la sección superficial de la torre (pies/s), u velocidad superficial del gas (pies/s), S área de la sección transversal (pies^2), D diámetro (pies), T temperatura en grados Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$) y Rankine (R), y P presión absoluta en lb/plg^2 (psia). [104]

Según Ludwing, E.E. (1994) (pp. 302-30.303) el ejemplo de diseño de la Torre desorbedora se tiene la figura:

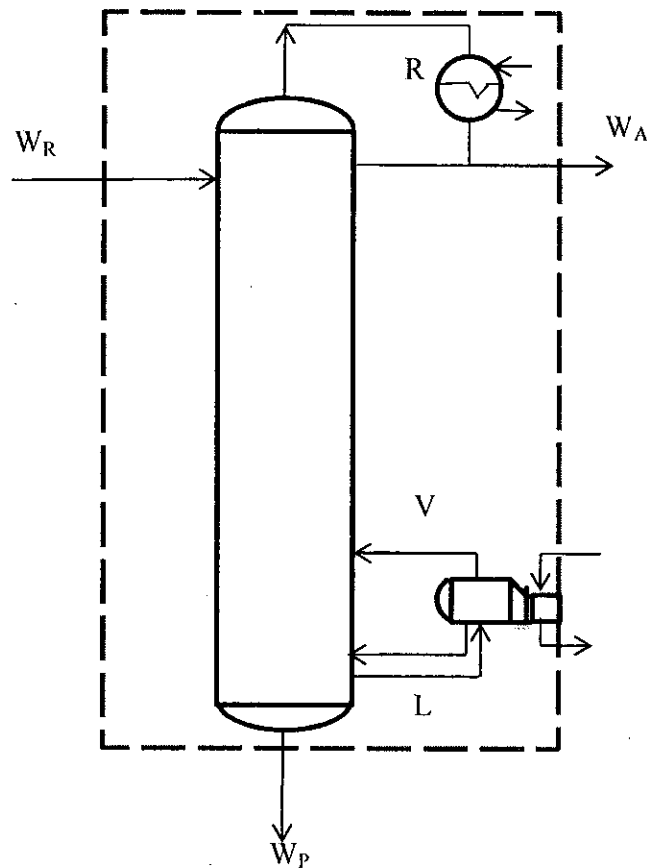


Figura 6.37: Columna de Desorción
Fuente: Las autoras

Dónde:

R: Es la corriente del Tope que recircula.

V: Es el vapor generado por la Columna Regeneradora.

El vapor del Reboiler va a Desorberse con el líquido que recircula por el tope del Desorbedor.

PARA EL VAPOR DEL REBOILER:

Cuadro 6.75: Composición de la corriente de vapor del Reboiler

Componentes	% molar salida MDEApobre	Y_i	lbmol/h salida MDEApobre	lb/h
H ₂ O	91.27	0.9127	8016.0204	144288.3672
MDEA	1.53	0.0153	134.5308	16032.0408
H ₂ S	5.52	0.0552	484.5264	16473.8959
CO ₂	1.68	0.0168	147.7447	6500.7667
TOTAL	100.00	1.0000	8782.8223	183295.0706

Fuente: Las autoras

$$V = G = 183295.0706 \text{ lb/h}$$

$$T = 250^\circ\text{F}$$

$$P = 31 \text{ psia}$$

Empleando el Software HYSYS V 7.0 con los datos:

$$M_g = 19.710 \text{ lb/lbmol}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.08142 \text{ lb/pie}^3$$

PARA EL LÍQUIDO RECIRCULADO:

Cuadro: 6.76: Composición de la corriente de líquido recirculado:

Componentes	% molar salida	X_i	lbmol/h salida	lb/h
H ₂ O	98.77	0.9877	538.3626	9690.5270
MDEA	1.23	0.0123	6.7265	801.6020
TOTAL	100.00	1.0000	545.0892	10492.1291

Fuente: Las Autoras

$$R = L = 10492.1291 \text{ lb/h}$$

$$P = 27.0 \text{ psia}$$

$$T = 120^\circ\text{F}$$

Empleando el Software HYSYS V 7.0 con los datos:

$$\rho_l = 62.09 \text{ lb/pies}^3$$

$$v = 0.6916 C_s$$

14-62 EQUIPMENT FOR DISTILLATION, GAS ABSORPTION, PHASE DISPERSION, AND PHASE SEPARATION

TABLE 14-14 Characteristics of Structured Packings

Packing factor, m ⁻¹						
Name	Size or number	Area, m ² /m ²	% voids*	Normal F_p^1	Dry F_{pd}^2	Vendor
Metals, corrugated sheets						
Mellapak	125Y	125	99	33		Sulzer
	170Y	170	99	39		
	2Y	223	99	45		
	250Y	250	98	66		
	350Y	350	98	75		
	500Y	500	98	112		
	750Y	750	97			
	125X	125	99	16		
	170X	170	99	20		
	2X	223	99	23		
	250X	250	98	25		
300X	300	98	32			
Mellapak Plus	202Y		99			Sulzer
	252Y	250	98	39		
	352Y		98			
	452Y	350	98	69		
	752Y	500	98	131		
Flexipac	700Y	710	96			Koch-Glitsch
	900Y	495	97			
	1Y	420	95	95	(100)	
	350Y	350	98			
	1.6Y	290	98	59		
	250Y	250	99			
	2Y	220	99	49	(36)	
	2.5Y	150	99			
	3.5Y	50	99	30	(10)	
	4Y	55	99	23	(10.5)	
	1X	420	95	52		
	350X	350	98			
	1.5X	290	98	33		
	250X	250	96			
	2X	220	99	23		
2.5X	150	99				
3X	110	99	16			
3.5X	50	99				
4X	55	99				
Flexipac High-capacity	700	710	95	223		Koch-Glitsch
	900Z	495	97			
	1Y	420	95	82		
	350Y	350	98			
	1.6Y	290	99	55		
	250Y	250	99			
2Y	220	99	43			
Intalox	1T	310	95	66		Koch-Glitsch
	1.5T	250	99			
	2T	215	99	56		
	3T	170	99	43		

Packing factor, m ⁻¹						
Name	Size or number	Area, m ² /m ²	% voids*	Normal F_p^1	Dry F_{pd}^2	Vendor
	4T	135	99			
	5T	90	99			
	5TX	90	99			
Super-Pak	250	250	95	55 ¹		Raschig
	350	350	95	70 ¹		
Ralu-Pak	250YC	250	98	66		Raschig
Rhombopak	4M	151				Kuhni
	6M	230		39		
	8M	351				
Max-Pak	0.5-in	229	95	36		Raschig
Montz-Pak	B1-125	125	97			Montz
	B1-200	200				
	B1-250	250	95	65		
	B1-350	350	93			
	BS11-250 ¹	250	95			
	BS11-300 ¹	300	91			
	B1-250M	250		45		
	B1-350M	350				
	B1-500M	500				
Wire Mesh						
Sulzer	AX	250	95			Sulzer
	BX	492	90	69	(32.5)	
	CY	700	85			
	EX Plus					
Wire gauze	BX	495	83			Koch-Glitsch
Montz-Pak	A3-500	500	91			Montz
Goodloo	765	1010	96			Koch-Glitsch
	773	1020	95			
	779	2640	92			
Hyperfil	2300	2300	93.6	39.4/230 ¹	450	Kna Mesh
	1050	1000	94.5	31.2/180 ¹		
	1400	1490	96.0	180/131 ¹		
Ceramic						
Flex ceramic	25	250	66	131		Koch-Glitsch
	45	160	77	79		
	85	100	85	49		
Plastic						
Mellapak	125Y	125				Sulzer
	250Y	250		72		
	125X	125				
	250X	250				
Ralu-Pak	30/150	150	92			Raschig
Mutufil plastics	P1500	1500	88.5			Koti Mesh

Figura 6.21: Característica del empaque estructural estructural

Fuente: Perry 8th

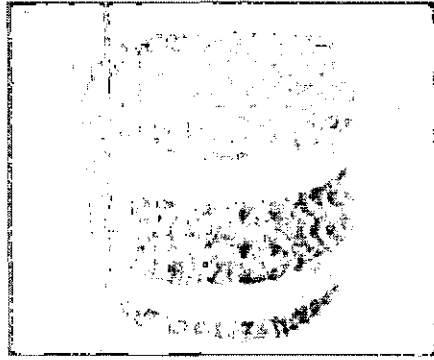


Figura 6.22: Empaque MellapakPlus 252.Y. Fuente: Structured Packings for Distillation, Absorption and Reactive Distillation. Sulzer Chemtech. Pág. 4

TIPO DE EMPAQUE: MellapakPlus 252.Y

MATERIAL: Láminas delgadas de metal típicamente 0.004"-0.008"

APLICACIÓN: Columnas Absorción/ Desorción

DIAMETRO Y RANGO DE OPERACIÓN: Desde 80 mm hasta 12 m (según el tipo). Vacío de alta presión, carga de líquido de 0,2 a más 200 m³/m²h

De la Figura 6.21 para el empaque Mellapak Plus 252Y

De la Ec. (6.45):
$$F_p = \frac{39}{m} \times \frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} = \frac{11.8872}{1 \text{ pie}}$$

$$\Delta P_{\text{flood}} = 0.12 F_p^{0.7} = 0.12 (11.8872)^{0.7} = 0.6788 \frac{\text{pie } H_2O}{\text{pies}}$$

Sabiendo que:

$$\frac{L}{G} = \frac{L/S}{G/S} = \frac{R}{V} \quad \text{Ec. (6.80)}$$

Entonces en la parte inferior de la Columna se tiene:

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} = \frac{10492.1291 \text{ lb/h}}{183295.0706 \text{ lb/h}} \left(\frac{0.08142 \text{ lb/pies}^3}{62.09 \text{ lb/pies}^3} \right)^{0.5} = 0.0021$$

Usando la Figura 6.23 para el Empaque Estructurado sacado del PERRY's
CHEMICAL ENGINEERS' HANBOOK 8TH EDITION.

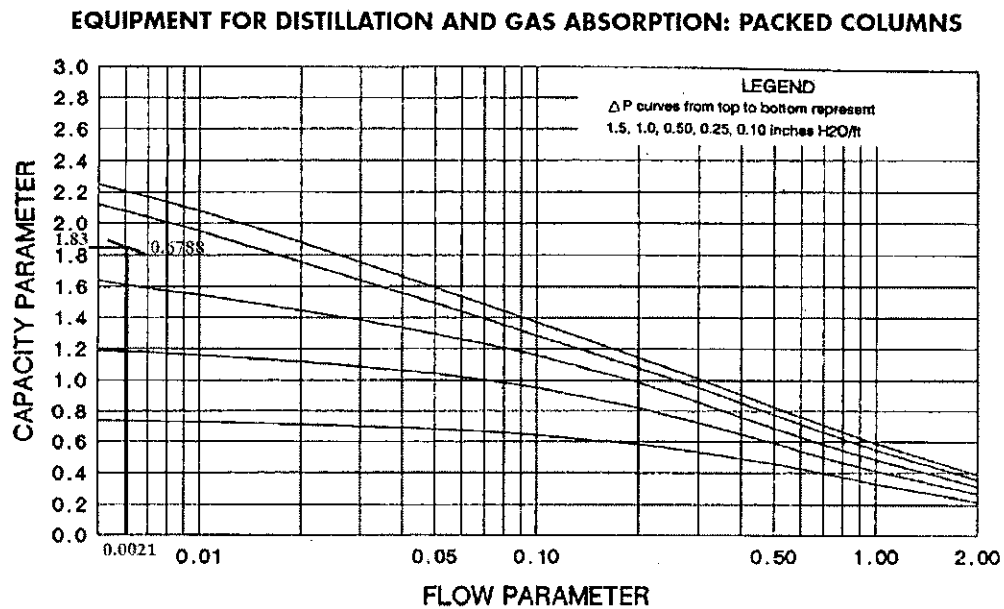


Figura 6.23: Grafica de Flujo versus capacidad

Fuente: Perry, 8th

$$C_s F p^{0.5} v^{0.05} = 1.83$$

$$C_s (11.8872)^{0.5} (0.6916)^{0.05} = 1.83$$

$$C_s = 0.5407 \text{ pies/s}$$

$$C_s = u \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g}} = 0.5407 \text{ pies/s}$$

$$u \cdot \sqrt{\frac{0.08142}{(62.09 - 0.08142)}} = 0.5407 \text{ pies/s}$$

$$u = 14.9203 \text{ pies/s}$$

G, se expresada en masa de gas por hora y por unidad de área de la sección transversal, considerando la torre vacía. Por lo tanto, G está relacionado con la u velocidad superficial del gas por medio de la ecuación: [62]

$$G = u \cdot \rho_g \quad \text{Ec. (6.47)}$$

$$G = 14.9203 \frac{\text{pies}}{\text{s}} \times 0.08142 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^3} = 1.2148 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2 \cdot \text{s}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 4373.3325 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2 \cdot \text{h}}$$

El área de Sección transversal de la Columna es:

$$S = \frac{183295.0706 \text{ lb/h}}{4373.3325 \text{ lb/pies}^2 \cdot \text{h}} = 41.9120 \text{ pies}^2$$

$$S = \pi \cdot r^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Ec. (6.48)}$$

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad \text{Ec. (6.49)}$$

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 7.3051 \text{ pies (87.7 plg) (2.23m) (2226.6 mm)}$$

6.3.1.2.2. Cálculos de la altura de la columna

La transferencia de masa entre las fases en una torre de relleno para el caso de “Desorción” todo el control lo ejerce la película del líquido.

Se expresa, para la Desorción (Stripping), usualmente:

$$Z = N_{OL} \times H_{OL} \quad \text{Ec. (6.81)}$$

Dónde:

N_{OL} = Número de unidades de transferencia, basado en el coeficiente total de película líquida.

Z = Altura del empaque, pies.

H_{OL} = Altura de la unidad de transferencia, basado en el coeficiente total de la película del líquido, pies.

Es decir, la capa (film) del líquido controla, el gas es relativamente insoluble en el líquido y la resistencia para la transferencia es en la capa del líquido. [111]

$$N_{OL} = \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{x - x^*} \quad \text{Ec.(6.82)}$$

Según el artículo publicado por Retrofit of H₂S selective Amine Absorber-AIChE Paper “Retrofit of a H₂S Selective Amine Absorber Using MellapakPlus Structured Packing”. El número de Unidades de Transferencia de un absorbedor que incluye la reacción de un componente con el disolvente se define:

Poniendo la fórmula del número de Unidades de Transferencia en función del líquido, se tiene: [52]

$$NTU = \ln \left(\frac{X_{\text{ingreso}}}{X_{\text{salida}}} \right) \quad \text{Ec.(6.83)} \quad \text{Donde X es la fracción molar}$$

De la fórmula Ec.(6.83):

$$X_{\text{ingreso}} = 0.0492$$

$$X_{\text{salida}} = 0.0013$$

$$NTU = \ln \left(\frac{0.0492}{0.0013} \right) = 3.6259$$

Del libro: Perry's Chemical Engineer's Handbook 8th Edition (p.14-65). Harrison y France (Loc cit) presentó la única regla general para la eficiencia de los empaques estructurados como una función del rizo del empaque. Kister y Larson expresaron en términos del área de superficie por unidad de volumen (a_p) para acomodar una gama más amplia de geometrías de empaque. La expresión final es:

$$HETP' = 100 \frac{C_{XY}}{a_p} + 0.10 \quad \text{Ec. (6.51)}$$

Las áreas específicas de superficie se enumeran en la Figura 6.21 (Tabla 14-14 Characteristics of Structured Packings).

En un sistema rico en agua, el HETP obtenido a partir de la ecuación Ec.(6.51) necesitan ser duplicado. Para empaques estructurados, C_{XY} para la mayoría ($<300 \text{ m}^2/\text{m}^3$). No hay datos suficientes para determinar C_{XY} para altas áreas específicas.

Siendo $a_p = 250 \text{ m}^2/\text{m}^3$ de la Figura 6.21 (de la Tabla 14-14 Characteristic of Structured Packings).

C_{XY} aproximando a 2 , en este caso más que 1.45

$$\text{HETP} = 2 (\text{HETP}') \quad \text{Ec.(6.84)}$$

$$\text{HETP}' = 100 \frac{C_{XY}}{a_p} + 0.10$$

$$\text{HETP}' = 100 \frac{(2)}{250} + 0.10 = 0.9 \text{ m}$$

$$\text{HETP} = 2 (0.9 \text{ m}) = 1.8 \text{ m} \times \frac{3.280840 \text{ pies}}{1 \text{ m}} = 5.9055 \text{ pies}$$

Utilizando la Ecuación: $Z_p = (H_{OG})(N_{OG}) = (\text{HETP})(N_t)$ Ec.(6.80) del Perry's Chemical Engineer's Handbook de la Eficiencia de Empaques HETP vs Transferencia fundamental de masa. [104]

$$Z_p = (5.9055 \text{ pies})(3.6259) = 21.4125 \text{ pies (6.527m)}.$$

6.3.1.2.3. Cálculo del número de lechos

Debido a que en Sulzer Chemtech, publica en su literatura "Efficiency Benefits of High Performance Structured Packings" en sus numerosas pruebas de su empaque estructurado MellapakPlus 252Y. [53]

Se tiene que:

Diámetro de la columna:

$$\frac{\text{Column Diameter (diámetro de la columna)}}{\text{Bed Depth (Profundidad del lecho)}} = \frac{4 \text{ ft}}{12 \text{ ft}} = \frac{1}{3}$$

Es decir que la profundidad del lecho es 3 veces el diámetro de la columna y no debe sobrepasarse.

Entonces:

$$\text{Diámetro de la Columna} = 7.3051 \text{ pies } (2.2266 \text{ m})$$

$$\text{Profundidad del lecho} = 3(7.3051 \text{ pies}) = 21.9152 \text{ pies } (6.6798 \text{ m})$$

Dado que en este caso su valor es de 21.4125pies \cong 22 pies.

Se opta por una columna con 2 lechos de 11 pies cada uno (3.26 m)

6.3.1.2.4. Carga ESpecífica del Líquido, "I"

Siendo "I" (carga específica del líquido) en: gpm/pie^2 ($\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$) [55]

$$1 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h} = 0.4090 \text{ gpm}/\text{pie}^2$$

$$1 \text{ pie}^3 = 7.481 \text{ gal}$$

$$1 \text{ h} = 60 \text{ min}$$

$$\rho_G (\text{corregida}) = 0.08142 \text{ lb}/\text{pie}^3$$

$$\rho_L = 62.09 \text{ lb}/\text{pie}^3$$

$$G = 4373.3325 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}}$$

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = 0.0021$$

$$\frac{L}{4373.3325 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}}} \times \left(\frac{0.08142 \text{ lb}/\text{pie}^3}{62.09 \text{ lb}/\text{pie}^3} \right)^{0.5} = 0.0021$$

$$L = \frac{0.0021 \times 4373.3325 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}}}{\left(\frac{0.08142 \text{ lb}/\text{pie}^3}{62.09 \text{ lb}/\text{pie}^3} \right)^{0.5}} = 250.3372 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}}$$

$$I = 250.3372 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}} \times \frac{1 \text{ pie}^3}{62.09 \text{ lb}} = 4.0318 \frac{\text{pie}^3}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}}$$

$$I = 4.0318 \frac{\text{pie}^3}{\text{pie}^2 \cdot \text{h}} \times \frac{7.481 \text{ gal}}{1 \text{ pie}^3} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 0.5027 \frac{\text{gal}}{\text{min} \cdot \text{pie}^2}$$

$$I = 0.5027 \frac{\text{gal}}{\text{min.pie}^2} \times \frac{1 \text{ m}^3/\text{m}^2.\text{h}}{0.4090 \text{ gpm/pie}^2} = 1.2291 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2.\text{h}}$$

6.3.1.2.5. Internos de Columna (Column Internals)

El máximo rendimiento de la columna se puede lograr sólo si se adapta con precisión los interiores de columna tanto para sus empaques y su aplicación específica de proceso.

Según su diámetro y carga específica de líquido se encuentran los internos adecuados.

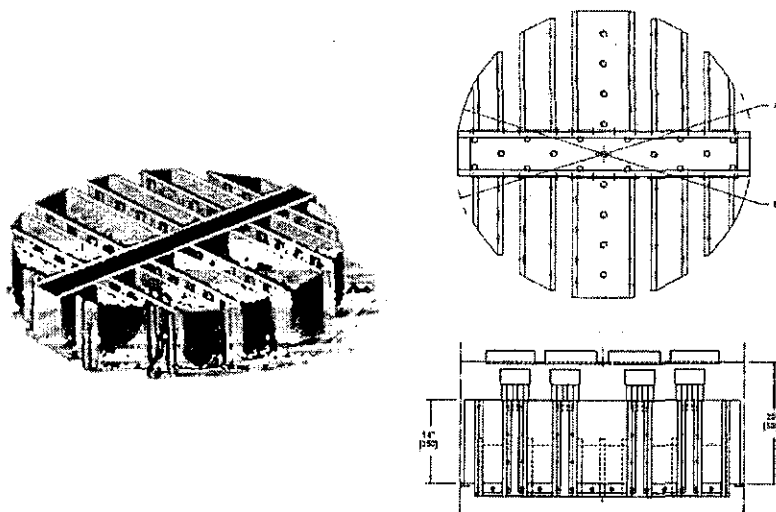
Diámetro, D= 87.66 plg (2226.6 mm)

Carga específica del líquido, I: 0.5027 gal/min.pies² (1.2291 m³/m².h)

DISTRIBUCIÓN / REDISTRIBUIDOR MODELO INTALOX PAN O CANAL 136/137

- Diámetros mayores de 10 plg [250 mm]
- Orificios de la pared lateral
- Alta relación de cobertura
- Tasas de líquidos estándar entre 0.3 y 12 gpm/pies² [0,75-30 m³ / h.m²]

Diseño estándar pasa a través de 18 pulgadas [450 mm] manway (paso de hombre) nominal.



Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. A-9

DISPOSITIVO DE ALIMENTACIÓN MODELO 755

Es un dispositivo de alimentación de dos fases alimentado por una boquilla tangencial de la torre. Se recomienda en las torres de 36 pulgadas [900 mm] ID y más grande. Maneja cualquier relación de alimentación de líquido a vapor relación.

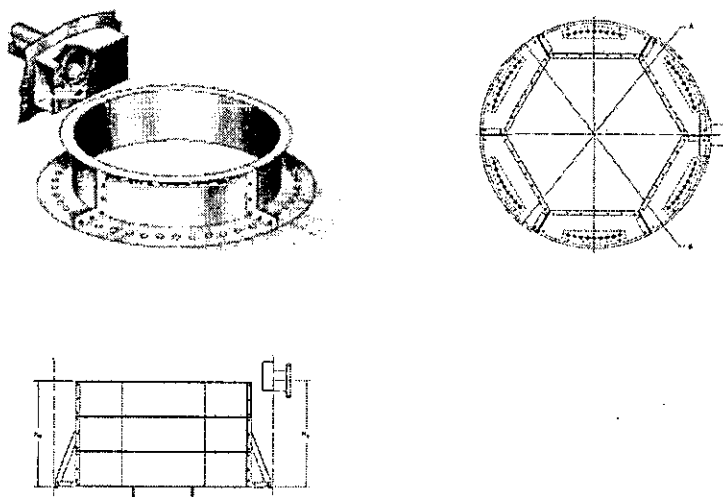


Figura 6.39: Modelo 755

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro.
Pág. B-5

DIFUSOR DE GAS MODELO 196

El flujo entrante es sólo gas y el flujo de energía es excesivo, causando mala distribución del gas a la cama de encima. Este dispositivo reduce la inercia de flujo.

La tasa de regulación de flujo de gas es generalmente 4:1; sin embargo, velocidades más altas son posibles. Este modelo es usado en torres más grande de 48 plg [1200 mm] de diámetro interno.

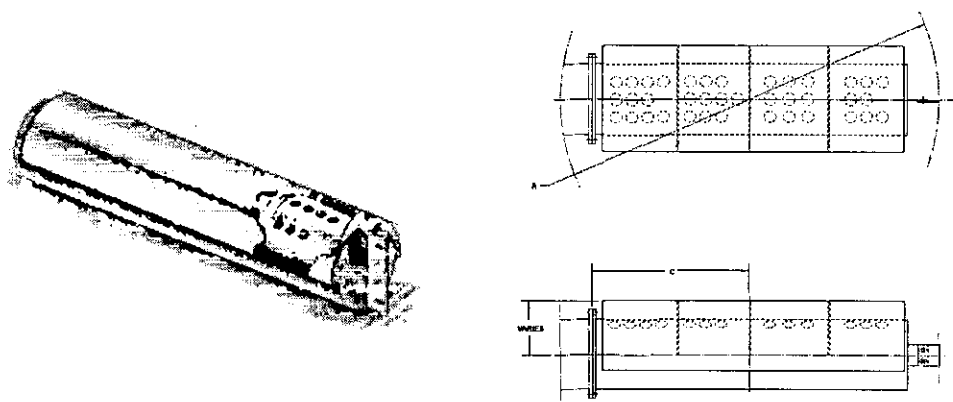


Figura 6.28: Modelo 196.

Fuente: Packed Tower Internals Guide, Saint-Gobain NorPro. Pág. B-8

LIMITADOR DE CAMA PARA EMPAQUE ESTRUCTURADO MODELO 133

El estándar de diseño puede resistir la fuerza ascendente uniforme de 50 lb/pies² [250 kg/m²].

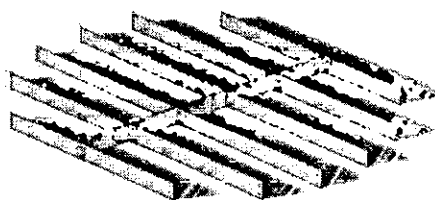


Figura 6.29: Modelo 133.

Fuente: Packed Tower Internals Guide,
Saint-Gobain NorPro. Pág. C-3

PLATOS DE SOPORTE. SOPORTE DE REJILLA MODELO 134

El diseño de modelo de soporte de rejilla 134 permite el paso libre y uniforme de gas y el líquido de modo que la capacidad del empaque no se limita.

El peso aproximado de la rejilla es de 14 lb/pie² [68 kg/m²]. Las rejas pueden ser instaladas a través de una de 17 pulgadas [430 mm] de diámetro interno de manway (paso de hombre).

Los platos con poca carga pueden extenderse hasta 14 pies [4270 mm] sin vigas.

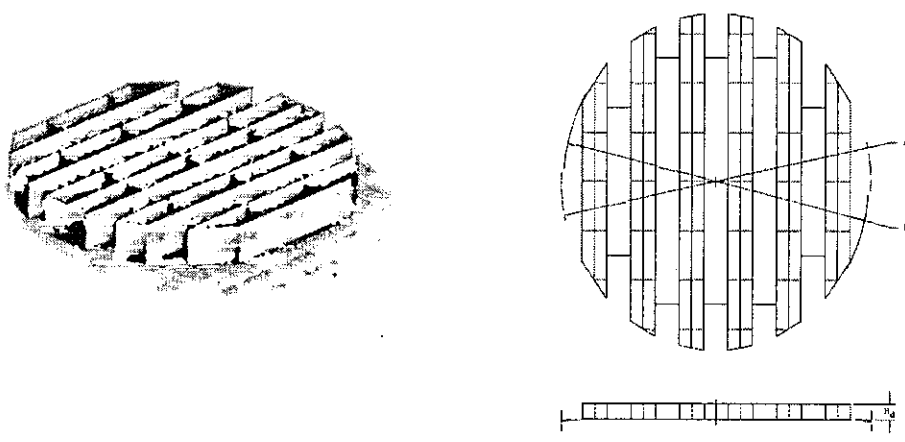


Figura 6.30: Soporte de plato Modelo 134

Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. D-6

COLECTOR DE CUBIERTA DE LÍQUIDO MODELO 833

El modelo versátil 833 se utiliza en torres de todos los tamaños.

Este colector tiene de 25 a 40% de área abierta dependiendo de las necesidades de aplicación.

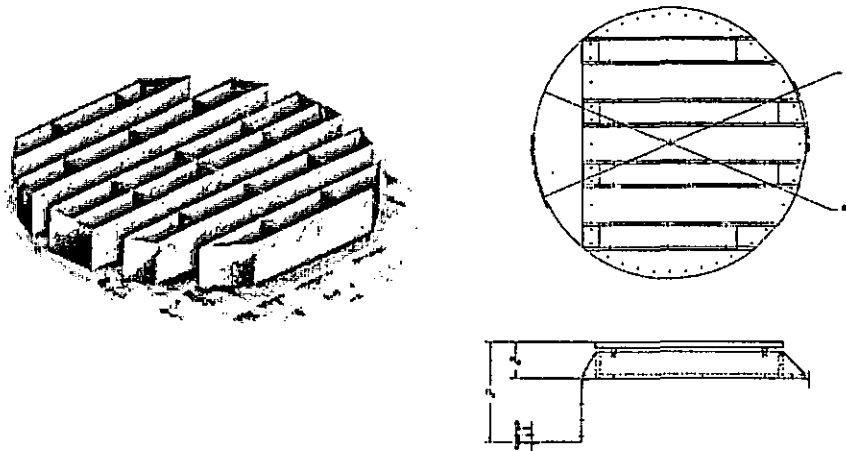


Figura 6.31: Colector de Líquido Modelo 833
Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. E-4

DETALLES GENERALES

Para la columna de absorción de 87.66 plg se utilizarán Placas de descanso o inmovilizador de repisa (Plates resting or clamped to ledge) de 2.0 plg.

Y para las Boquillas de entrada tipo bayoneta, se eligió la del Tipo I, debido que es el tipo más común empleado para torres de Absorción.

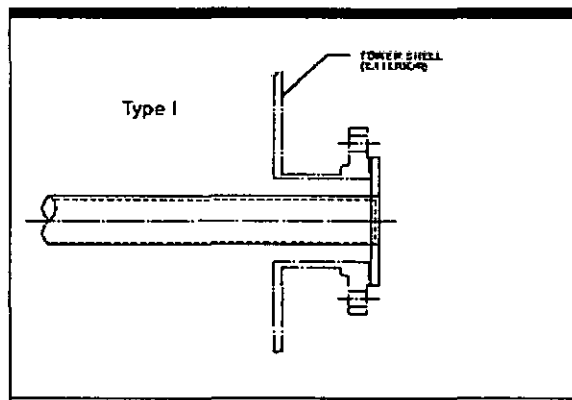


Figura 6.32: Boquillas de entrada tipo bayoneta, Tipo I
Fuente: Packed Tower Internals Guide. Saint-Gobain NorPro. Pág. G-2.

6.3.1.2.6. Acoplamientos

a. Entrada del Vapor que sale del Reboiler y se dirige a la Columna de Desorción

Vapor de entrada

$$m = 183295.0706 \text{ lb/h} = 3054.9178 \text{ lb/min}$$

$$T = 710 \text{ R}$$

$$P = 31 \text{ psia}$$

Cuadro 6.77: Composición del reboiler a la Columna de Desorción

Componentes	% molar	Y_i	lbmol/h	lb/h
H ₂ O	91.27	0.9127	8016.0204	144288.3672
MDEA	1.53	0.0153	134.5308	16032.0408
H ₂ S	5.52	0.0552	484.5264	16473.8959
CO ₂	1.68	0.0168	147.7447	6500.7667
Total	100.00	1.0000	8782.8223	183295.0706

Fuente: Las autoras

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.08142 \text{ lb/pies}^3 \text{ según HYSYS V 7.0}$$

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

Reemplazando en la Ec. (6.56)

$$3054.9178 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.08142)$$

$$D = 19.024 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 20" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 20.

$$D_i (\text{diámetro interno}) = 19.250 \text{ plg}$$

$$D_o (\text{Diámetro externo}) = 20.000 \text{ plg}$$

$$e (\text{espesor}) = 0.375 \text{ plg}$$

b. Salida del Gas Ácido que sale por el Tope de la Columna de Desorción

Gas de salida

$$m = 34839.8197 \text{ lb/h} = 580.6637 \text{ lb/min}$$

$$T = 669.6 \text{ R}$$

$$P = 31 \text{ psia}$$

Cuadro 6.78: Composición del Gas Ácido que sale por el tope de la Columna de Desorción

Componentes	% molar	Y_i	lbmol/h	lb/h
H₂S	43.11	0.4311	524.9095	17846.9239
CO₂	12.13	0.1213	147.7447	6500.7667
H₂O	44.21	0.4421	538.3626	9690.5270
MDEA	0.55	0.0055	6.7265	801.6020
Total	100.00	1.0000	1217.7434	34839.8197

Fuente: Las autoras

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.1252 \text{ lb/pies}^3 \text{ según HYSYS V 7.0}$$

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2$$

Siendo D (diámetro, plg)

Reemplazando en la Ec. (6.56)

$$580.6637 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.1252)$$

$$D = 9.476 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 10" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S (acero inoxidable)

$$D_i (\text{diámetro interno}) = 9.750 \text{ plg}$$

$$D_o (\text{Diámetro externo}) = 10.750 \text{ plg}$$

$$e (\text{espesor}) = 0.500 \text{ plg}$$

c. Entrada de la solución MDEAríca a la Columna de Desorción

Entrada MDEAríca

$$m=345445.9114 \text{ lb/h} = 95.9572 \text{ lb/seg}$$

$$T= 230 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 50 \text{ psia (solución acuosa)}$$

Cuadro 6.79: Componentes que ingresan a la Columna de Desorción (MDEAríca)

Componentes	% molar	X_i	lbmol/h	lb/h
H₂O	81.4281	0.8143	8906.6893	160320.4080
MDEA	12.2993	0.1230	1345.3084	160320.4080
CO₂	1.3507	0.0135	147.7447	6500.7667
H₂S	4.9219	0.0492	538.3626	18304.3288
Total	100.00	1.0000	10938.1051	345445.9114

Fuente. Las autoras

$$\rho = 63.00 \text{ lb/pies}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = 1/3 (D/2 + 4) \text{ (para flujo natural)} \quad \text{Ec. (6.58)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545D^2$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ec. (6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico:

Cuadro 6.80: Iteración para hallar acoplamiento de entrada al desorbedor

v =	3.003	2.958	3.070
A =	0.547	0.518	0.592
D =	10.020	9.750	10.420
m =	103.532	96.559	114.449
Tamaño del Tubo	10" CED 40S	10" CED 80S	10" CED 10S

Fuente: Las autoras

Se especifica una tubería de 10" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 9.750 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 10.750 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.500 \text{ plg}$$

d. Salida de la solución MDEApobre del Desorbedor al Absorbedor

Salida de MDEApobre

$$m = 321232.7516 \text{ lb/h} = 89.2313 \text{ lb/seg}$$

$$T = 250 \text{ °F}$$

$$P = 31 \text{ psia (solución acuosa)}$$

Cuadro 6.81: Componentes de MDEApobre del Desorbedor

Componentes	% molar	X_i	lbmol/h	lb/h
H₂O	86.76	0.8676	8906.6893	160320.4080
MDEA	13.11	0.1311	1345.3084	160320.4080
H₂S	0.13	0.0013	13.4531	591.9357
Total	100.00	1.0000	10265.4509	321232.7516

Fuente: Las autoras

$$\rho = 60.27 \text{ lb/pie}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = 1/3 (D/2 + 4) \text{ Ec. (6.58) (para succión de la bomba)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545D^2 \text{ Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ec. (6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico.

Cuadro 6.82: Iteración para hallar acoplamiento de salida del Desorvedor

v =	2.958	3.003	3.070
A =	0.518	0.547	0.592
D =	9.750	10.020	10.420
m =	92.375	99.046	109.489
Tamaño del Tubo	10" CED 80S	10" CED 40S	10" CED 10S

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 10" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

D_i (diámetro interno)= 9.750 plg

D_o (Diámetro externo)= 10.750 plg

e (espesor)= 0.500 plg

e. Solución que sale por el Tope del Desorbedor y se recircula

Recirculado:

$m = 10492.1291 \text{ lb/h} = 2.9145 \text{ lb/s}$

$T = 120.00 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 31 \text{ psia}$ (solución acuosa)

Cuadro 6.83: Composición solución que se recircula por el tope Desorbedora.

Componentes	% molar	X_i	lbmol/h	lb/h
H₂O	98.77	0.9877	538.3626	9690.5270
MDEA	1.23	0.0123	6.7265	801.6020
Total	100.00	1.0000	545.0892	10492.1291

Fuente: Las Autoras

$\rho = 62.09 \text{ lb/pies}^3$ (según HYSYS vs. 7.0)

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = (D/2 + 4) \text{ (para descarga de la bomba)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ec. (6.47) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico:

Cuadro 6.84: Iteración para hallar acoplamiento del recirculado

v =	4.639	4.690	4.721
A =	0.009	0.010	0.011
D =	1.278	1.380	1.442
m =	2.564	3.022	3.322
Tamaño del Tubo	1 1/4" CED 80S	1 1/4" CED 40S	1 1/4" CED 10S

Fuente: las autoras

Se especifica una tubería de 1 1/4" NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 40S

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 1.380 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 1.660 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.140 \text{ plg}$$

6.3.1.2.7. Cálculo de la Presión de Diseño

Según Walas, S.M. (1990) (p.xiv). La Presión de operación de la Torre se determinará por la temperatura del medio para el Rehervidor a la presión de operación de 16.30 psig. [112]

Según: Córdova Chablé, M.A. Gomez Villanueva, D.G. Tejada Hernández, J.L. & Vega Flores, D. (2011) (p.52). La presión de diseño es superior a una presión de operación por 30 psi o en un 10%; es decir, cualquiera que sea mayor y que se satisfaga este requerimiento. [105]

$$P = P_o (1 + 0.10) \quad \text{ó} \quad P = P_o + 30 \text{ psi.} \quad \text{Ec. (6.59)}$$

- Presión de operación (P_O) : 16.30psig
 $P = 16.3 (1 + 0.10) = 16.3 * 1.1 = 17.93 \text{ psi}$
 $P = 16.30 + 30 = 46.30 \text{ psi}$

La presión de diseño será, de **46.30 psi**.

6.3.1.2.8. Cálculo de la Temperatura de Diseño

Según Walas, S.M. (1990) (p.xiv) La Temperatura de operación de la Torre se determinará por la temperatura del medio para el Rehervidor a la temperatura de operación de 250°F. [112]

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.10). La temperatura de diseño será como mínimo la temperatura de operación más 20°C.

Temperatura de operación (T_O): 250 °F (121.11°C)

Temperatura de Diseño (T):

$$T = T_O + 20^\circ\text{C} \quad \text{Ec. (6.60)}$$

$$T = 121.11 + 20 = 141.11^\circ\text{C} \rightarrow 141^\circ\text{C} (286^\circ\text{F})$$

La temperatura de diseño será, de **286°F**.

6.3.1.2.9. Cálculo de espesor mínimo de pared

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.10). Bien por norma o código, o por requerimiento de transporte, etc. Se debe fijar un valor mínimo del espesor de la envolvente. Como guía práctica, el espesor mínimo, excluido el sobreespesor por corrosión admisible de las envolventes y fondos, será el mayor de los siguientes valores. [106]

- Según Código ASME. Sección VIII. División 1

El espesor mínimo del casco y las cabezas utilizadas, hace de los materiales que figuran en la tabla UCS-23; será de 3/32 plg (0.09375 plg) (2.5 mm) incluir una tolerancia a la corrosión

- Espesor mínimo (t_{\min}): $2.5 + C$, (mm)

Siendo el según el código ASME. Sección VIII. División 1 la tolerancia por corrosión de ¼ plg (0.25 plg) (6 mm).

Entonces se asume el sobreespesor de corrosión de 6 mm, se tiene que:

$$t_{min} = 2.5 + C = 2.5 + 6 = 8.5 \text{ mm}$$

- **Según la Fórmula:**

$$t_{min} = \frac{D_i}{1000} + 2.54 + C \text{ (mm)} \quad \text{Ec. (6.62)}$$

Di (Diámetro interior)= 2226.6 mm

$$t_{min} = \frac{2226.6}{1000} + 2.54 + C$$

$$t_{min} = 4.7666 + C = 4.7666 + 6 = 10.7666 \text{ mm} = 0.4239 \text{ plg} \\ \cong 0.42 \text{ plg}$$

6.3.1.2.10. Cálculo de espesores debido a la presión interna

Según el Código ASME. Sección VIII. División 1. Recomienda un margen adecuado por encima de la presión a la que el recipiente será operado normalmente para permitir aumentos repentinos de la presión en el recipiente hasta el ajuste de la presión.

Cada elemento de un recipiente a presión estará diseñado para al menos la condición más severa de la presión coincidente (incluyendo la cabeza estática coincidente en la posición de funcionamiento) y la temperatura esperada en funcionamiento normal.

Según Vargas Marín, M (2007) (p.1). Conviene recordar que la presión interna en un determinado punto de la torre está compuesta por la presión interna medida en la cabeza del recipiente (o parte más alta) más la debida a la columna de líquido del punto en cuestión, esto debe tener en cuenta para cálculos posteriores. [106]

CUERPO:

Según el Código ASME. Sección I, así como la sección VIII, requiere uniones en el tope longitudinal y circunferencial para ser examinados por completo por radiografía.

Se utiliza el código de diseño UG-27 Espesor de los depósitos bajo presión interna.

UG-27 (c) Los depósitos cilíndricos

- Cuando el diseño del recipiente requiere uniones en el tope con soldadura longitudinal totalmente radiografiado, el cuerpo cilíndrico tendrá un factor de eficiencia de la unión (E) de 1.0.

Según ARKEMA (2000) (p.5). Debido a que todas las Aminas utilizadas en el tratamiento de gas, la MDEA tiene la más alta estabilidad química y térmica, la MDEA no reacciona con el CO₂ para formar productos degradables. Como resultado, la adecuada operación de las plantas de MDEA muestran poca o ninguna corrosión hacia el Acero al carbono,

Sin embargo la contaminación con calor estable y el Understripping incrementaran la corrosión. El cobre y aleaciones de cobre como el latón o metal “Admiralty” serán severamente corroídas por todas las aminas y nunca se debe usar con MDEA. [94]

Ya que las temperaturas en el interior de la columna varían desde los 120 °F en la cabeza por el condensador hasta los 250°F en el fondo por el Rehervidor, elegiremos SA-516-60 para el envolvente, fondos y soporte (se encuentra en la tabla 3A.1 – carbon Steel and low Alloy Materials).

Como la presión de operación es de 16.3psig es menor de 3000 psi se trabajará con la División 1 para los depósitos de baja presión, teniendo así la máxima presión admisible de tensión (S) de acuerdo al código ASME. Sección II, tabla 1A, a la temperatura de Diseño de 141.11°C (S = 17110 psi)

Utilizando las fórmulas suplementarias del espesor cilíndrico, las cuales están en términos del radio externo, y son equivalentes a las del código de Diseño UG – 27 (c).

Para envoltentes cilíndricos (tensión circunferencial)

$$t = \frac{P.R_o}{S.E+0.4P} + C \quad \text{Ec.(6.63)}$$

- Presión de diseño (P): 46.30psig
- Diámetro interno (D_i) = 87.6608 plg
- Radio exterior (R_o): $\frac{D_i}{2} + t_{min}$ Ec.(6.64)

$$R_o = \frac{87.6608}{2} + 0.4239 = 44.2543 \text{ plg}$$

Utilizando la “Table 1a (cont'D) de la sección del código ASME. Valores Máximos Admisibles de Tensión para Materiales Ferrosos”, para temperatura del metal en °C inferior o igual.

- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 141°C : 118 MPa

$$118 \text{ MPa} \times \frac{10^6 \text{ Pa}}{1 \text{ MPa}} \times \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ psi}}{1 \text{ Pa}} = 17110 \text{ psi}$$

- Eficiencia de soldadura (E) : 1.00 (radiografía total)
- Sobreespesor de corrosión (C): $\frac{1}{4} \text{ plg} = 0.25 \text{ plg}$

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E + 0.4 P} + C \quad \text{Ec. (6.63)}$$

$$t = \frac{(46.30)(44.2543)}{(17110)(1.00) + 0.4 (46.30)} + 0.25$$

$$t = 0.3696 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de **0.4375 plg (7/16")**

FONDO SUPERIOR

Según Vargas Marín, M. (2007) (pp. 11-12). Se utilizará la fórmula para el diseño de formación de cabeza (tapa) bajo presión interna, en términos del diámetro externo de la (Fig. 1-4) del código ASME como una fórmula suplementaria.

(Tapa F & D No – Estándar ASME)

Las fórmulas utilizadas para las dimensiones del cuerpo la cabeza son dadas en la sección 4 del apéndice 1 del Código ASME Caldera y Recipientes a Presión, sección VIII. División 1.

TAPA TORIESFÉRICA

$$t = \frac{P.L.M}{2 S.E-0.2 P} + C \quad \text{Ec.(6.65)}$$

Donde:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad \text{Ec.(6.66)}$$

El valor numérico del factor M. También puede ser obtenido de la tabla 1-4.2 del Código ASME.

- Mínimo espesor requerido de la tapa después de formarse en plg (t):
- Presión interna de diseño (P): 46.30 psig.
- Diámetro externo de la falda (D_o): D_i + 2 t_{min}

$$D_o = 87.6608 + 2(0.4239) = 88.5086 \text{ plg (2248.12 mm)}$$

- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 141°C: 118MPa (17110 psi).
- Eficiencia de la soldadura (E): 1.00(radiografía total)
- Sobreepesor de corrosión (C): ¼ plg = 0.25 plg.
- Tipo de fondo: Toriesférico (subtipo korbbogen).
- Radio interno del rebordeado en plg (r):
- Radio interno de la corona en plg (L):
- Razón de radio interno de la corona a radio interno del rebordeado, se usa la tabla 1-4.2 del código ASME (L/r):
- Un factor en las fórmulas para el tope toriesférico depende de la proporción L/r (M):

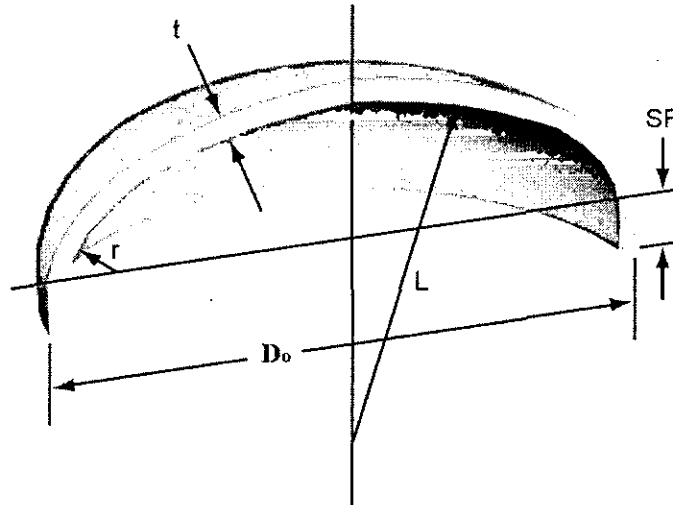


Figura 6.33: Cabeza superior Toriesférica

Fuente: Brunges, P.J.E. (2001) CASTI GUIDEBOOK to ASME, Section VIII. Div. 1 – Pressure Vessels Third Edition. Vol. 4 [figura] (p.136)

Donde:

$$L = 0.80 D_o \quad \text{Ec.(6.67)}$$

$$r = \frac{D_o}{6.5} \quad \text{Ec.(6.68)}$$

$$L = 0.80 (88.5086 plg) = 70.8069 plg$$

$$r = 88.5086 plg / 6.5 = 13.6167 plg$$

$$\text{Donde } M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{70.8069 plg}{13.6167 plg}} \right)$$

$$M = 1.32$$

“M” también puede ser obtenida de la sección VIII, División 1, tabla 1-4.2

Cuadro 6.69: Valores del Factor M

**TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR *M*
(Use Nearest Value of *L/r*; Interpolation Unnecessary)**

<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L/r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 $\frac{3}{4}$ ¹
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when *L* equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Código ASME. Sección VIII, División 1, Tabla 1-4.2.

$$\frac{L}{r} = \frac{70.8069 \text{ plg}}{13.6167 \text{ plg}} = 5.2, \quad M = 1.32$$

$$t = \frac{(46.30 \text{ psi})(70.8069 \text{ plg})(1.32)}{2(17110 \text{ psi})(1.0) - 0.2 (46.30 \text{ psi})} + 0.25 \text{ plg}$$

$$t = 0.3765 \text{ plg (9.56 mm)}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.4375 plg (7/16")

FONDO INFERIOR:

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.13)

El cálculo del espesor del fondo inferior es análogo al del superior pero con sus datos correspondientes que son los que a continuación se muestran [106]:

- Presión de diseño (P): $46.30 + 2 = 48.30 \text{ psi}$.
- Diámetro exterior (D_o): 88.5086 plg
- Factor M (M):
- Eficiencia (E): 1.0
- Sobreepesor o margen de corrosión (C): 0.25 plg .
- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 141°C : 17110 psi
- Tipo de fondo: Toriesférico (subtipo Korbbogen)

- Radio de curvatura o radio mayor (L):

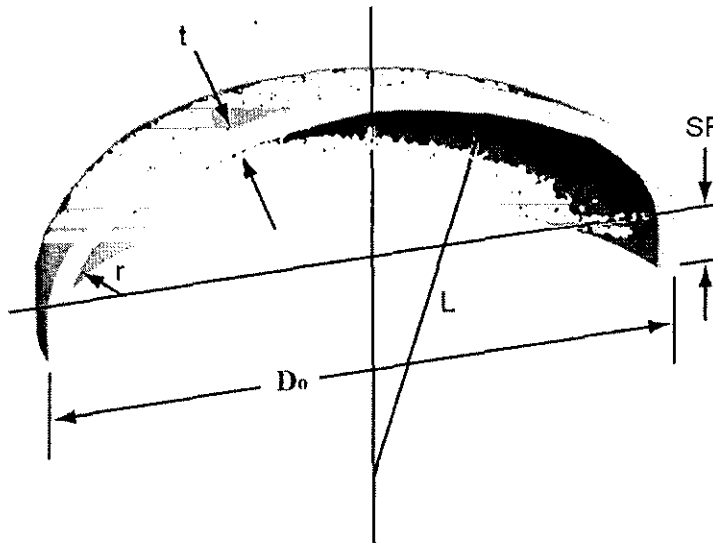


Figura 6.23: Cabeza inferior Tori esférica

Fuente: Bringas, P.J.E. (2001) CASTI GUIDEBOOK to ASME Section VIII, Divi. 1 – Pressure Vessels, Third Edition, Vol. 4 [figura] (p.136)

Los cálculos son las mismas:

$$L = 0.8 (88.5086 plg) = 70.8069 plg$$

$$r = 88.5086 plg / 6.5 = 13.6167 plg$$

$$M = 0.25 \left(3 + \sqrt{\frac{70.8069 plg}{13.6167 plg}} \right)$$

$$M = 1.32$$

“M” también puede ser obtenida de la sección VIII, División 1, tabla 1-4.2

Cuadro 6.69: Valores del Factor M

TABLE 1-4.2 VALUES OF FACTOR <i>M</i> (Use Nearest Value of <i>L/r</i> ; Interpolation Unnecessary)											
<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L/r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16½ ¹
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when *L* equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Código ASME. Sección VIII, División 1, Tabla 1-4.2.

$$M=1.32$$

$$t = \frac{(48.30 \text{ psi})(70.8069 \text{ plg})(1.32)}{2(17110 \text{ psi})(1.0) - 0.2(48.30 \text{ psi})} + 0.25 \text{ plg}$$

$$t = 0.3820 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.4375 plg (7/16").

6.3.1.2.11. Cálculo de la altura de los cabezales toriesféricos KORBBOGEN [DIN-28013] superior e inferior

Cuadro 6.70: Simbolos de cabezale toriesfericos Korbbogen

SÍMBOLOS	
D_o	Diámetro exterior
T	Espesor inicial
L	Radio esférico interior
R	Radio rebordeo interior
h_1	Pestaña (parte recta)
H	Altura total exterior
D_i	Diámetro interior
h_2	Flecha

Fuente: Fondayur, S.L. Fondas conformados en frío (p.4)

Cuadro 6.71: Formulas para tapa toriesferica Korbbogen

TAPA TORIESFÉRICAS	
TIPO	KORBBOGEN [DIN-28013]
NORMA	$L = 0.8 D_o$ $r = 0.154 D_o$ o $r = D_o / 6.5$ $h_1 \geq 3t$
D	$h_2 = 0.255 D_o - 0.635t$
I N	$H = h_2 + h_1 + t$

Fuente: Fondayur, S.L. Fondas conformados en frío (p.6)

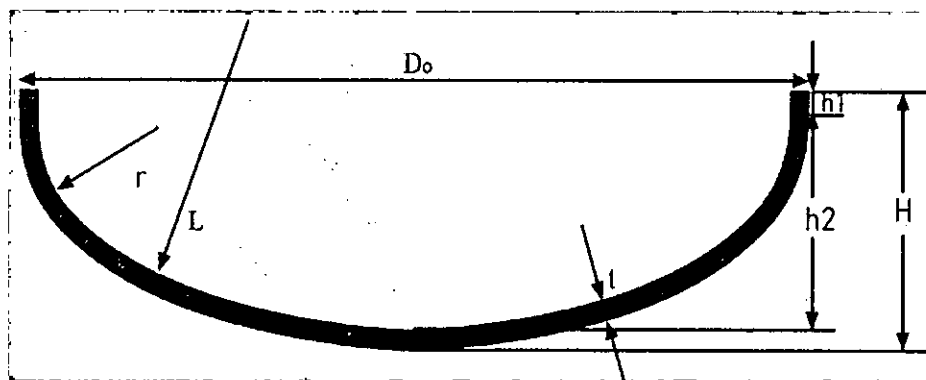


Figura 6.24: Fondo toriesférico

Fuente: FONDEYUR, S.L. Fondos conformados en frío [figura] (p.5)

$$t_{\min} = 0.4239 \text{ plg}$$

$$t_{\text{cuerpo}} = 0.3696 \text{ plg}$$

$$t_{\text{fondo superior}} = 0.3765 \text{ plg}$$

$$T_{\text{fondo inferior}} = 0.3820 \text{ plg}$$

Se elegirá el espesor mayor de todos, resultando ser el espesor mínimo de 0.4239 plg, y el estándar más cercano el de 0.4375 plg (7/16") para ser utilizado en el espesor del envolvente de la columna y en los fondos superior e inferior.

$$\text{Entonces el } D_o = D_i + 2t \quad \text{Ec. (6.69)}$$

$$D_o = 87.6608 + 2(0.4375) = 88.5358 \text{ plg}$$

Para realizar el cálculo de la altura para los toriesféricos tipo KORBBOKEN tenemos el Cuadro 6.71, que nos muestra las fórmula a usar:

$$D_o = \text{Diámetro exterior} = 88.5358 \text{ plg}$$

$$t = \text{Espesor inicial} = 0.4375 \text{ plg}$$

Reemplazando tenemos:

$$L = 0.8 (88.5358) = 70.8286 \text{ plg}$$

$$r = 0.154 (88.5358) = 13.6345 \text{ plg}$$

$$h_1 = 3(0.4375) = 1.3125 \text{ plg}$$

$$h_2 = 0.255 (88.5358) - 0.635 (0.4375) = 22.2988 \text{ plg}$$

$$H = 22.2988 \text{ plg} + 1.3125 \text{ plg} + 0.4375 \text{ plg} = 24.0488 \text{ plg}$$

6.3.1.2.12. Cálculo de la presión del viento

Del estudio de impacto ambiental de la modernización de la refinería, en verano las direcciones del Viento predominante son: ESE (con velocidad del viento de 6-7 m/s), SE, W, E, SSW.

En otoño las direcciones del viento predominantes son : ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s), SE, W, SSE, E, SSW, en invierno las direcciones del viento predominantes son : ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s), SSE, S, SSE, E y en primavera las direcciones predominantes son ESE (velocidad del viento mayor que 8 m/s) SSE, S, SSE.

Según Norma Peruana E.020. En el mapa Eólico del Perú las velocidades del viento para Talara es de 35 km/h a 10 m sobre el suelo.

Velocidad de Diseño

$$V_h = V (h/10)^{0.22} \quad \text{Ec.(6.70)}$$

V_h : velocidad de diseño en la altura h en km/h.

V : velocidad de diseño hasta 10m de altura en km/h.

h : altura sobre el terreno en metros.

Para una altura total de la torre de 595.11 plg ($15.12 \text{ m} \cong 15 \text{ m}$)

$$V_h = 35 \left(\frac{15}{10} \right)^{0.22} = 38.27 \text{ Km/h}$$

La carga exterior de viento. “Presión Básica del viento”

$$P_h = 0.005 \cdot C \cdot V_h^2 \quad \text{Ec.(6.71)}$$

P_h = Presión o succión del viento a una altura h en kgf/m^2 .

C : factor de diseño a la altura h , indicado en la tabla 4.

$C=+0.7$ (Tanques de agua, chimeneas y otras de sección circular o elípticas) [107]

$$P_h = 0.005 \times 0.7 \times (38.27)^2 = 5.1249 \text{ kgf/m}^2 * \frac{1 \text{ psi}}{703.448 \text{ kgf/m}^2} = 0.00729 \text{ psi}$$

6.3.1.2.13. Cálculos de las Tensiones debidas al viento en condiciones de operación

Según Calle Cabrera, M. (2011). Para una altura de 15 metros, la presión básica del viento “ P_h ” es de 0.00729 psi, a partir de este dato se obtiene la presión de diseño debida al viento “ P_v ”

$$P_v = P_h \cdot C_s \cdot K \cdot m \quad \text{Ec. (6.72)}$$

Para ello, se requiere al conocimiento de los siguientes datos:

Coeficiente Eólico (C_s)

Coeficiente de Accesorio (m):

Factor eólico de esbeltez (k):

Cs se encuentra del Cuadro 6.72 (la tabla 5.3 NBE-EA), para una construcción cilíndrica de superficie rugosa o nervada $C_s = 0.8$

Cuadro 6.72: Coeficiente eólico de sobrecarga total en una construcción

Tabla 5.3 Coeficiente eólico de sobrecarga total en una construcción	
Clase de construcción	Coeficiente eólico c
Construcciones prismáticas	
De planta rectangular o combinación de rectángulos	1,2
De planta octogonal o análoga	1,0
Construcciones cilíndricas	
De superficie rugosa o nervada	0,8
De superficie muy lisa	0,6
Construcciones esféricas	
Esferas o semiesferas	0,4
Casquetes esféricos de relación altura: diámetro $\leq 1:4$	0,2

Fuente: Calle Cabrera, M. (2011). Diseño de un absorbedor para la eliminación de ácidos sulfhídricos de una corriente gaseosa procedente de la torre de vacío de la Refinería Gibraltar – San Roque (p.20)

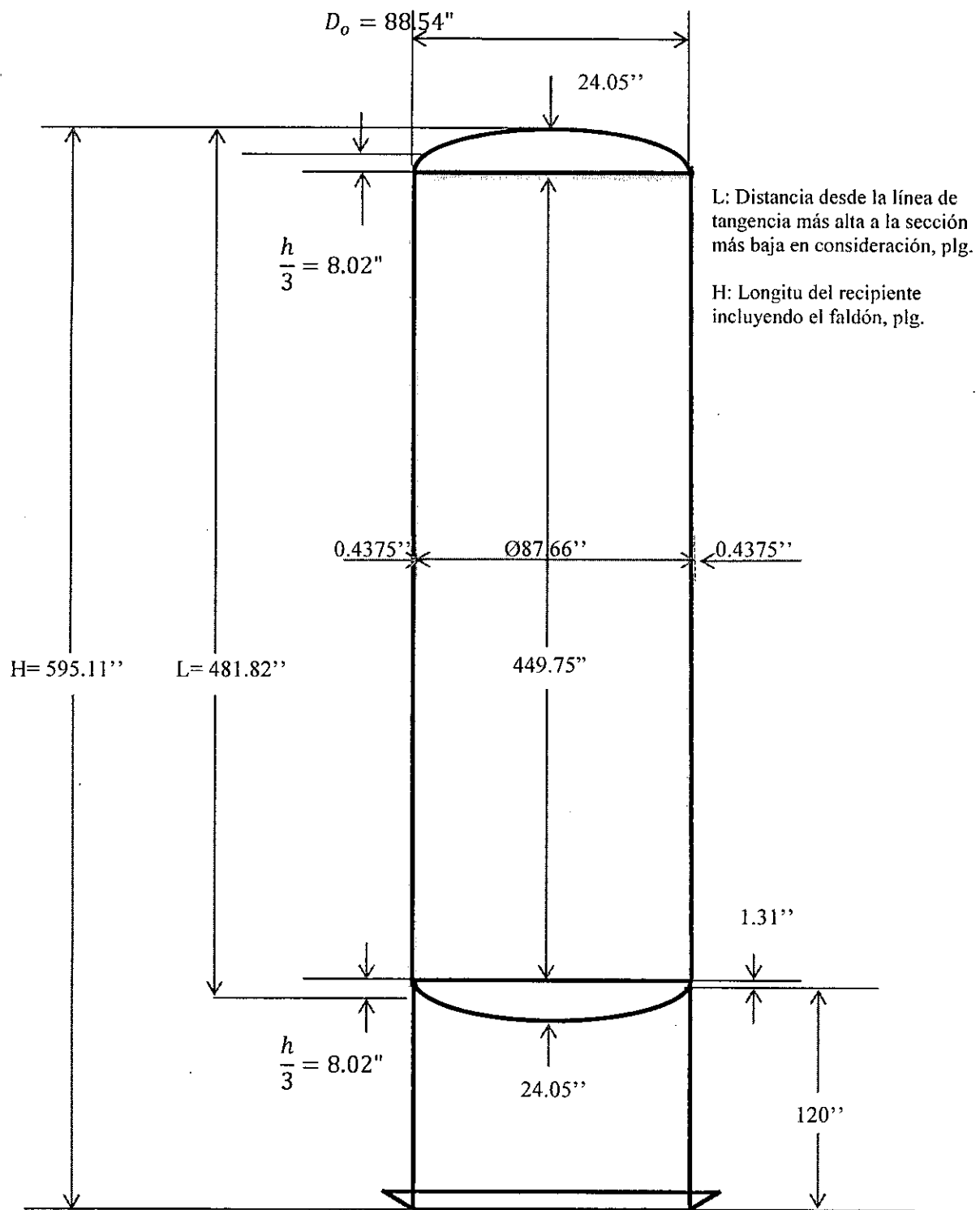


Figura 6.40: Diseño simple de la columna desorbedora
Fuente: Las autoras

(Véase el Plano N°6 “Estructura Básica y Elementos Internos de la Columna Desorbedora C-02”)

Para la relación entre los valores de h (distancia desde la línea de tangencia) y b (diámetro externo), se tiene:

$$\frac{h}{b} = \frac{481.82''}{88.54''} = 5.44$$

K es el factor Eólico de Esbeltez Cuadro 6.73 (según tabla 5.5 NBE-EA)

Cuadro 6.73: Factor eólico de esbeltez

Tabla 5.5 Factor eólico de esbeltez			
Esbeltez: $\frac{h}{b}$ si $h > b$ $\frac{b}{h}$ si $b > h$	1 a 5	10	60 o mayor
Factor eólico de esbeltez k	1	1,25	1,50
Valores intermedios pueden interpolarse linealmente.			

Fuente: Calle Cabrera, M. (2011). Diseño de un absoberdor para la eliminación de acido sulfhídrico de una corriente gaseosa procedente de la torre de vacío de la Refinería Gibraltar San Roque (p.21)

Interpolando del Cuadro 6.73 (tabla 5.5 NBE-EA), se obtiene **k = 1.022**

Para hallar el coeficiente de Accesorios (Tuberías, plataformas, escaleras) “m”, se necesita conocer el diámetro externo total “D_c”, el cual es la suma de D_o (diámetro exterior), t_a (espesor del aislante), t_r (espesor del recubrimiento del aislante). [108]

$$D_c = D_o + 2 t_a + 2 t_r \quad \text{Ec. (6.73)}$$

Cuadro 6.74: Coeficiente de tuberías, plataformas y escaleras

Diámetro exterior D (mm)	coeficiente m
<500	1,5
500<D<1000	1,4
1000<D<1500	1,3
1500<D<2000	1,25
2000<D<2500	1,2
2500<D	1,15

Fuente: Calle Cabrera, M. (2011). Diseño de un absorberdor para la eliminación de ácido sulfhídrico de una corriente gaseosa procedente de la torre de vacío de la Refinería Gibraltar – San Roque (p.21)

Según el Manual de Aislamiento en la Industria ISOVER en su tabla 5 (p.53). Espesores recomendables para productos ISOVER, para temperaturas de Trabajo de alrededor 141°C un espesor de aislamiento de 86.4 mm (3.40 plg), escogiéndose el aislante modelo Panel PL-156 (Panel semirígido de lana de vidrio). [109]

$$t_a = 86.4 \text{ mm (3.40 plg)}$$

Según Ulbrinox, para Bandas de Aluminio 3003. ASTM-B-209. Equivalente AlMn1Cu [110]

$$t_r = 0.032 \text{ plg}$$

Teniendo por tanto un diámetro externo total de:

$$D_e = 88.54 + 2(3.40) + 2(0.032) = 95.40 \text{ plg (2423 mm)}$$

m es el coeficiente de Tuberías, plataformas y escaleras, para un diámetro exterior **$D_e = 2423 \text{ mm}$** , Según el Cuadro 6.74 de Coeficiente de tuberías, plataformas y escaleras **$m = 1.25$** . [108]

Reemplazando datos de la Ec. (6.72) $P_v = P_h \cdot C_s \cdot K \cdot m$

La Presión de Diseño del Viento es:

$$P_v = 0.00729 \text{ psi (0.8) (1.022) (1.25)}$$

$$P_v = 0.00745 \text{ psi}$$

6.3.1.2.14. Cálculo de Momentos de Viento

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp. 14-16)

Para el nivel de elevación I (Elevación de la línea de Tangencia).

Teniendo en cuenta que 95.40 plg es el diámetro externo total del equipo y los momentos es la suma de cada carga por la distancia a la sección, en el nivel de elevación I

$h_1 = "L"$ (Distancia desde la línea de tangencia a la sección más baja en consideración)

$$h_1 = 481.82 \text{ plg}$$

$$MV_I = P_v \cdot D_c \cdot h_1 \cdot d_1 \quad \text{Ec. (6.74)}$$

$$\text{Donde } d_1 = h_1 / 2 = 481.82 / 2 = 240.91 \text{ plg}$$

$$MV_I = 0.00745 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2} \times 95.40 \text{ plg} \times 481.82 \text{ plg} \times 240.91 \text{ plg}$$

$$MV_I = 82453 \text{ lbf.plg}$$

Para el nivel de elevación II (Elevación de la Base)

$h_2 = "H"$ (Longitud del recipiente incluyendo el faldón). La altura considerada es la suma de la longitud entre líneas de tangencia h_1 , la flecha más el espesor del fondo Toriesférico superior y la longitud de faldón considerada de 120 plg.

$$h_2 = 595.11 \text{ plg}$$

$$d_2 = 595.11 / 2 = 297.56 \text{ plg}$$

$$MV_{II} = P_v \cdot D_c \cdot h_2 \cdot d_2 \quad \text{Ec. (6.76)}$$

$$MV_{II} = 0.00745 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2} \times 95.40 \text{ plg} \times 595.11 \text{ plg} \times 297.56 \text{ plg}$$

$$MV_{II} = 125785 \text{ lbf.plg}$$

6.3.1.2.15. Cálculo de Esfuerzos Admisibles (a Tracción y Compresión)

Según Tesis: Proyecto Diseño de un Planta para la Regeneración de Aminas mediante columna de Relleno.

Tensiones Admisibles para el punto I:

La línea de tangencia es justo la línea de transición que en los fondos actúa como paso de una figura bombeada a otra cilíndrica. Considerando los espesores corroídos, según las tablas del código ASME Sección VIII, las tensiones máximas de tracción/compresión en esta línea son los siguientes

Tensiones máximas de Tracción (S): 17 110 psi

Compresión: la máxima compresión admisible que aguanta una carcasa se determina de acuerdo con el valor del coeficiente “A” calculado a partir de la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0.125}{\frac{R}{t_c}} \quad \text{Ec. (6.77)}$$

Siendo:

A = Factor función de las dimensiones del recipiente

R = Radio Exterior (plg)

t_c = Espesor Corrido (plg)

$$R = \frac{D_o}{2} = \frac{88.54 \text{ plg}}{2} = 44.27 \text{ plg}$$

$$t_c = t - c \quad \text{Ec. (6.78)}$$

Siendo:

Espesor (t): 0.4375 plg

Sobre espesor de corrosión (C): 0.25 plg

$$t = 0.4375 - 0.25 = 0.19 \text{ plg}$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{44.27}{0.19}} = 0.00053$$

Con el valor obtenido de A y con la ayuda de las gráficas UG-23 del código ASME correspondientes al tipo de material, se obtiene el valor de B. También el valor de A que a la derecha de la línea material/temperatura, el valor de B puede ser calculado usando la siguiente fórmula:

$$B = \frac{AE}{2} \quad \text{Ec.(6.79)}$$

E= Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño en Megapascal (Pa), su valor es obtenido del código ASME. Sección II. Parte D. Subparte 2. Tabla TM-1. (p.738). Para el tipo de material A-516 Grado 60, el acero al carbón tiene un porcentaje de carbón (C) del 0.21%, está dentro del primer rango con menos de 30% de C y a la temperatura de diseño (141°C = 286°F), interpolando las temperaturas se tiene "E", igual a: [106]

$$E = 195.54 \times 10^3 \text{ MPa} = 28353300 \text{ psi}$$

$$B = \frac{(0.00053)(28353300 \text{ psi})}{2} = 7506 \text{ psi}$$

Tensiones Admisibles para el punto II (base):

De manera análoga al caso del punto I, las tensiones a tracción/ compresión son:

$$\text{Tracción} = 17110 \text{ psi}$$

$$\text{Compresión: } A = \frac{0.125}{\left(\frac{44.27}{0.26}\right)} = 0.000727$$

$$t_c = 0.4375 - 0.18 = 0.26 \text{ plg}$$

$$E = 195.54 \times 10^3 \text{ MPa} = 28353300 \text{ psi}$$

$$B = \frac{(0.000727)(28353300 \text{ psi})}{2} = 10308 \text{ psi}$$

6.3.1.3. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR $MDEA_{RICA}/MDEA_{POBRE}$ E-01

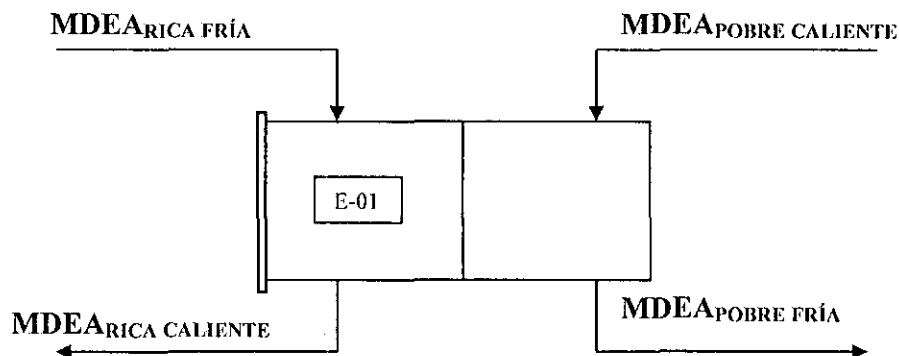


Figura 6.41: Diagrama del intercambiador E-01

El Intercambiador E-01 es de CARCASA y Tubos.

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp. 24-25). El Intercambiador E-01 es de carcasa y tubos, por lo que presentando el inconveniente de ser menos eficaces que el flujo en pistón significando que se necesita más área superficial del intercambiador para las condiciones dadas. Sin embargo, este tipo de Intercambiadores se utiliza ampliamente en la Industria, ya que frecuentemente es el más conveniente, más compacto y menos caro de construir para una finalidad dada. El E-01 es tratado como una unidad de flujo en pistón en contracorriente con un factor de corrección F , entre 0 y 1, para tener en cuenta la disminuida eficacia de contacto. En el intercambiador E-01 el fluido corrosivo ($MDEA_{RICA}$) fluye por los tubos para no dañar la carcasa.

Las principales ventajas que tienen los cambiadores de carcasa y tubos (E-01, E-02, E-03, E-04), destacan las siguientes:

- a. Favorable relación área del intercambiador/volumen de fluido a tratar muy favorable.
- b. Buena disposición mecánica, soporta presiones elevadas, sin darle espesor a la carcasa o a los tubos.
- c. Medidas de Fabricación estándar.
- d. Gran variedad de materiales de construcción.
- e. Fácil de limpiar.
- f. Técnicas de diseño bien establecidas.

El Diseño del Intercambiador se realizara siguiendo recomendaciones de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El cálculo de la superficie total requerida para el intercambio de calor, se ejecutara siguiendo la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec.(6.85)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

$MLDT$ = Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de $MLDT$.

Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Calor específico constante y sin cambio de fase en los fluidos, es decir, sin vaporización o condensaciones dentro del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

[106]

MDEA_{RIC}

$$m=345445.9114 \text{ lb/h}$$

$$T_1=143.69^\circ\text{F a 90 psia (solución acuosa)}$$

$$T_2=230^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{PROMEDIO}}=186.8^\circ\text{F}$$

$$C_p=0.8269 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F (Datos tomados con ayuda del HYSYS vs: 7.0)}$$

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \text{ Ec. (6.28)}$$

$$Q = 345445.9114 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0.8269 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}} * (230 - 143.69)^\circ\text{F}$$

$$Q = 24653952 \text{ BTU/h}$$

MDEA_{POBRE}

$$n=10265.4509 \text{ lbmol/h}$$

$$T_1=250^\circ\text{F a 31 psia (solución acuosa)}$$

Despues de haber iterado con la temperatura de la corriente de salida del MDEA_{POBRE} para obtener el calor

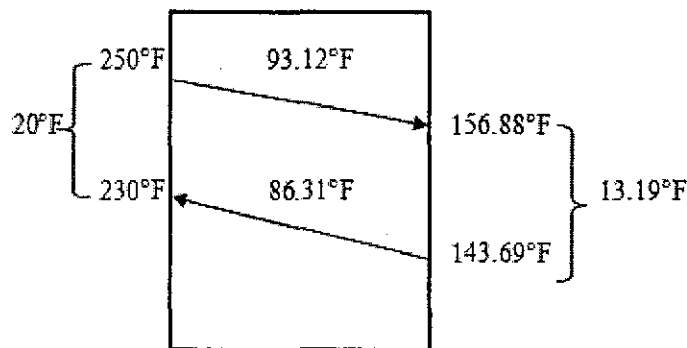
requerido

$$Q = n(\sum_{i=1}^{n=3} x_i C_{pi})(T_2 - T_1) \text{ Ec. (6.29)}$$

$$Q = -24653952 \text{ BTU/h}$$

Se obtiene un $T_2=156.88^\circ\text{F}$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, °F)

$$MLDT = \frac{20^\circ\text{F} - 13.19^\circ\text{F}}{\ln\left(\frac{20^\circ\text{F}}{13.19^\circ\text{F}}\right)} = 16.36^\circ\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{93.12^\circ\text{F}}{86.31^\circ\text{F}} = 1.079$$

$$S = \frac{86.31^{\circ}F}{(250^{\circ}F - 143.69^{\circ}F)} = 0.812$$

De la Figura 23 del libro de "Procesos de Transferencia de Calor". DONALD Q. KERN. Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.86$ con 6 pasos por el casco y 12 pasos en los tubos.

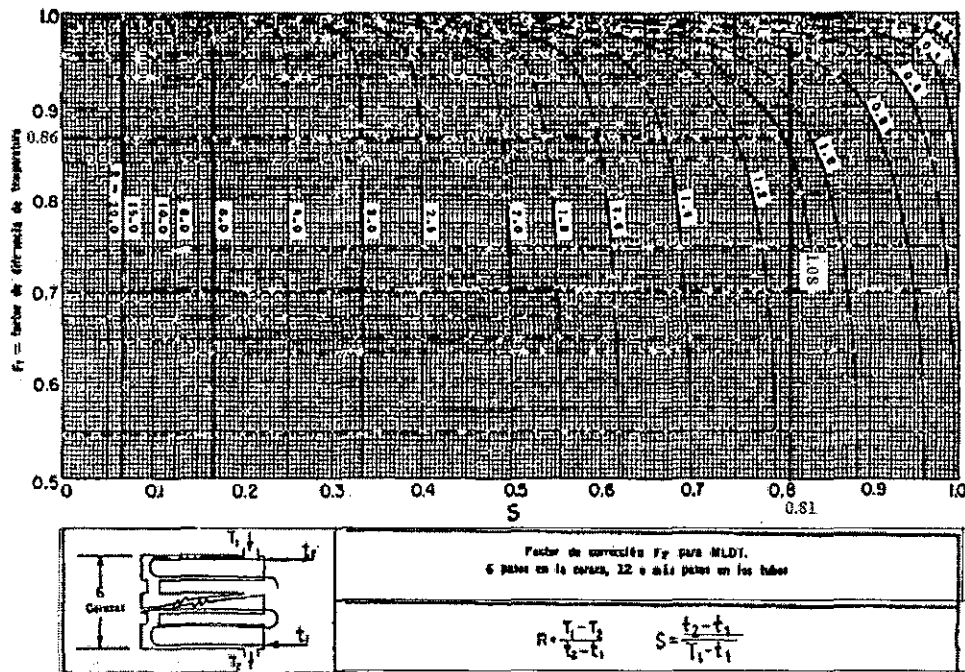


Figura 6.42: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12
Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.23 del Apéndice de Datos para cálculos

Según Kern, D.Q. (1990) (P. 224). Como es un número par múltiple de dos pasos en la coraza (6-12), puede ser logrado mediante un número dado de intercambiadores 1-2 o por la mitad de estos por intercambiadores 2-4. [58]

Según Rase, H.F., Barrow, M.H. & Holmes, J.R. (1998) (258). Las carcasas con más de dos pasos son imprácticas, pero conectando cambiadores en serie pueden obtenerse las ventajas de pasos adicionales de carcasa. El cambiador de dos pasos de carcasa es más difícil de mantener, puesto que el deflector longitudinal requiere un diseño más complejo. La carcasa, de dos pasos se usa con más propiedad para fluidos limpios. [113]

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT} \quad \text{Ec. (6.86)}$$

$$\Delta t = 0.86 * 16.36^{\circ}\text{F} = 14.07^{\circ}\text{F}$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y el fluido frío respectivamente en $^{\circ}\text{F}$.

$$T_a = \frac{(250^{\circ}\text{F} + 156.88^{\circ}\text{F})}{2} = 203.44^{\circ}\text{F} \quad (\text{MDEA}_{\text{POBRE}})$$

$$t_a = \frac{(143.69^{\circ}\text{F} + 230^{\circ}\text{F})}{2} = 186.85^{\circ}\text{F} \quad (\text{MDEA}_{\text{RICA}})$$

6.3.1.3.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.26) el cual tiene corriente de fluido simliar. El coeficiente U para este servicio está en el rango de 300 a 400 $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, tomando el valor medio del intervalo adoptamos el valor de: [106]

$$U = \frac{(300+400)}{2} = \frac{350\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} * \frac{1\text{BTU/pie}^2\text{ h.}^{\circ}\text{F}}{5.678\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$U = 61.64\text{ BTU/pie}^2\text{ h.}^{\circ}\text{F}$$

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U.A.MLDT. F_T = U.A.\Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U.\Delta t} \quad \text{Ec. (6.87)}$$

$$A = \frac{Q}{U.\Delta t} = \frac{24653952\text{ BTU/h}}{61.64\frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2\text{ h}^{\circ}\text{F}} * 14.07^{\circ}\text{F}} = 28426.738\text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.28). Para poder obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, se realizan los siguientes cálculos.

1. Área por carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 6. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será: $A_R = A/N_s$ Ec. (6.88)

$$A_R = A/N_s = 28426.738\text{ pies}^2/6 = 4737.790\text{ pies}^2$$

2. Características del cambiador E-01

Para el servicio que realiza este cambiador y debido que se trata de un servicio sucio así como de un cambiador de carcasa y tubos, los valores típicos que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro DONALD Q. KERN se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (d_0) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies, para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [63]
- Según Vargas Marin, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp. 160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

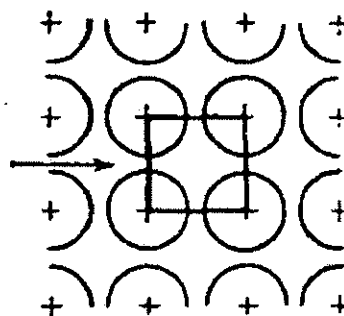


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig.6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro

en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos 3/4 plg d_0 es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_0 ; Diámetro de Tubo = 3/4 plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

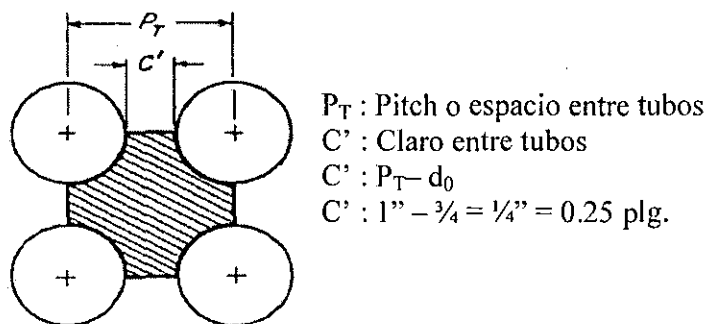


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_t)

Según: Beññera Vilar, C., Fernández, E., Serna Cantero, A., Domenech Sellas, E. & Lopez de Leon, L.R. (2010) (pp.11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal.

La largada de los tubos es un poco superior a la típica, pero esa la única forma para que la relación que hay entre la largada de los tubos y el diámetro de carcasa este comprendida entre 4 y 6. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp. 36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_0 (L-0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L-0.5)} \quad \text{Ec.(6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies²), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o \quad \text{Ec. (6.90)}$$

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{4737.790 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20-0.5) \text{ pies}} = 1237.72 \cong 1238 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular)

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} \quad \text{Ec. (6.91)}$$

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19. (1238)^{1/2} = 41.87 \cong 42$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT)

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec. (6.92)}$$

$$DOT = (42 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 41.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS)

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec. (6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 1.80 plg, de la siguiente manera:

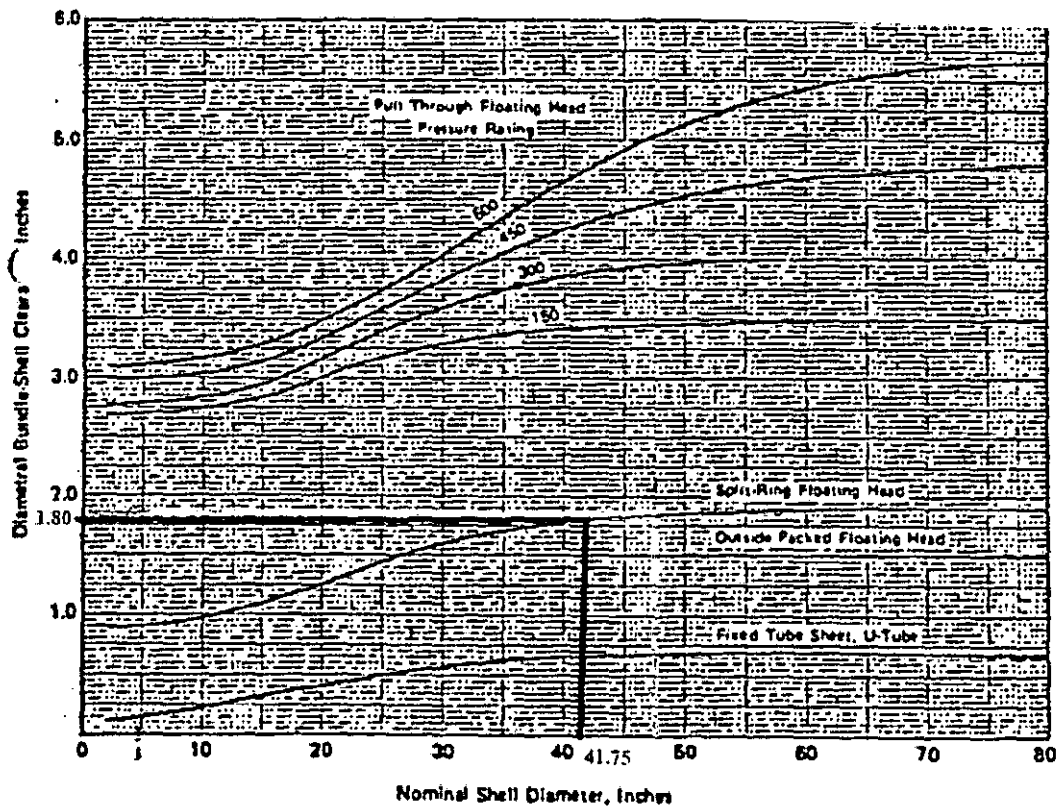


Figura 6.45: Grafico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijación de los tubos
Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno.
Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007. (p.30).

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 41.75 \text{ plg} + 1.80 \text{ plg} = 43.55 \text{ plg} (3.629 \text{ pies}).$$

7. Número de deflectores

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores E-01 son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:

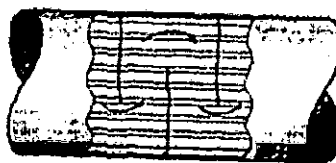


Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS \quad \text{Ec. (6.94)}$$

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 20 \text{ pies} / 3.629 \text{ pies} = 5.51 \cong 6 \text{ deflectores}$$

RESÚMEN DEI EQUIPO

**Cuadro 6.85: Resumen del Intercambiador de calor MDEA_{RIC}
MDEA_{POBRE} E-01**

RESUMEN DEL EQUIPO		
INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	MDEA _{pobre}	MDEA _{rica}
Temperatura de entrada (°F)	250.00	143.69
Temperatura de salida (°F)	156.88	230.00
Tipo de intercambiador según: TEMA	AES	
Coeficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	61.64	
Longitud de tubos (pies)	20	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las Autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AES, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra E se debe a que la carcasa es de un solo paso, se consideran seis carcasas en serie y por último, la S, cabezal flotante con dispositivo de apoyo, significa que el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 44– 240 TYPE AES

6.3.1.4. Diseño del Enfriador de MDEA_{POBRE} E-02

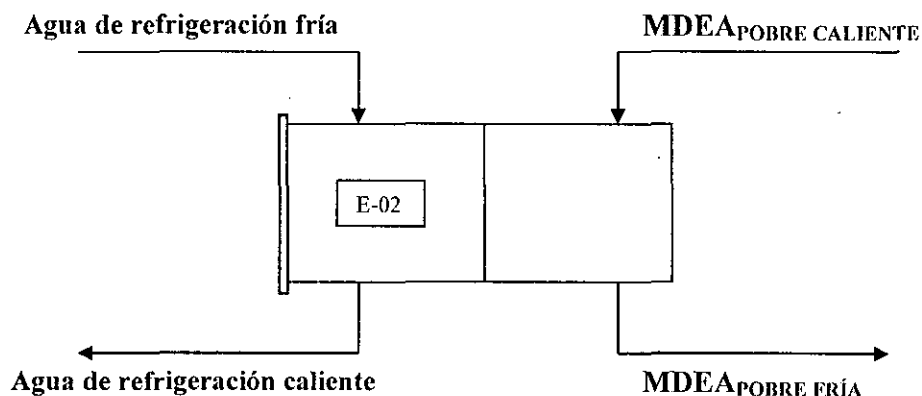


Figura 6.47: Diagrama de intercambiador E-02

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.41). El Intercambiador E-02 es, según su construcción, de carcasa y tubos, por lo que presenta los mismos inconvenientes y ventajas que el anterior calculado. Su cálculo térmico es muy similar al de los anteriores, por lo que se evitará la descripción detallada del mismo.

Para hacer posible la obtención de la superficie total requerida para el intercambio de calor, utilizamos la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

En el interior de los tubos fluye el agua de Refrigeración que hace posible el enfriamiento de la corriente de MDEA_{POBRE} que discurre por la carcasa. [106]

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec. (6.85)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

$MLDT$ = Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de $MLDT$.

El flujo de calor se obtiene directamente del Balance de calor $MDEA_{POBRE}$.

$MDEA_{POBRE}$

$$m_{MDEA_{pobre}} = 321232.7516 \text{ lb/h}$$

$$T_1 = 156.88^\circ\text{F a 30 psia}$$

$$T_2 = 105^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{PROMEDIO}} = 130.94^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.8295 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F (Con ayuda de HYSYS vs. 7.0)}$$

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \text{ Ec. (6.28)}$$

$$Q = 321232.7516 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0.8295 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}} * (105 - 156.88)^\circ\text{F}$$

$$Q = -13824826.76 \text{ BTU/h}$$

H_2O de Refrigeración

SEGÚN Estudio de Impacto Ambiental (EsIA) Modernización de Refinería Talara, el agua de mar en el área de estudio presento un valor promedio de temperatura de 23.3°C (73.94°F) en la temporada de verano.

AGUA:

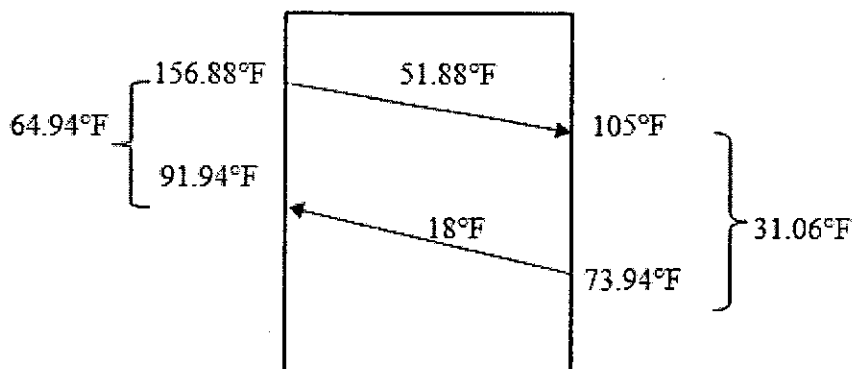
$$\text{Temperatura de entrada} = 73.94^\circ\text{F}$$

$$\text{Para una } \Delta T = 18^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura de salida} = 91.94^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura promedio} = 82.94^\circ\text{F}$$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, $^\circ\text{F}$)

$$MLDT = \frac{64.94^\circ\text{F} - 31.06^\circ\text{F}}{\ln\left(\frac{64.94^\circ\text{F}}{31.06^\circ\text{F}}\right)} = 45.94^\circ\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero RyS (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{51.88^\circ F}{18^\circ F} = 2.882$$

$$S = \frac{18^\circ F}{(156.88^\circ F - 73.94^\circ F)} = 0.217$$

De la Figura 18 del libro de "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern. Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.91$, con 1 paso por el casco y 2 pasos en los tubos.

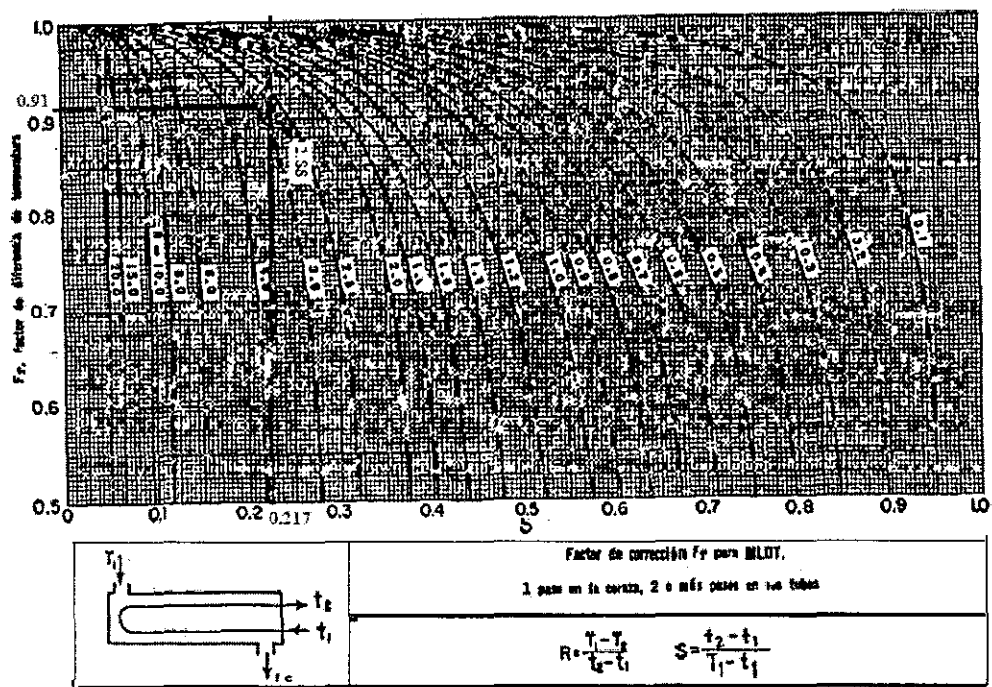


Figura 6.48: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2
Fuente. Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.18 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T * MLDT \quad \text{Ec.(6.86)}$$

$$\Delta t = 0.91 * 45.94^\circ F = 41.80^\circ F$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y fluido frío respectivamente en $^\circ F$.

$$T_a = \frac{(156.88^\circ F + 105^\circ F)}{2} = 130.94^\circ F \text{ (MDEA}_{\text{POBRE}}\text{)}$$

$$t_a = \frac{(73.94^\circ F + 91.94^\circ F)}{2} = 82.94^\circ F \text{ (H}_2\text{O de refrigeración)}$$

6.3.1.4.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

Según Vargas Marin, M. (2007). (p.42) el cual tiene corriente de fluido similar. El coeficiente U para este servicio toma el valor de :

$$U = \frac{680 \text{ W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ C} * \frac{1 \text{ BTU}/\text{pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ F}{5.678 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U = 119.76 \text{ BTU}/\text{pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ F \quad [106]$$

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{13824826.76 \text{ BTU}/\text{h}}{\frac{119.76 \text{ BTU}}{\text{pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ F} * 41.80^\circ F} = 2761.456 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007). (p.28). Para obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, se realizan los siguientes cálculos.

1. Área por carcasa

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_S), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_S = 2761.456 \text{ pies}^2/1 = 2761.456 \text{ pies}^2$$

2. Características del cambiador E-02

Para el servicio que realiza este cambiador y debido que se trata de un servicio sucio así como de un cambiador de carcasa y tubos, los valores típicos que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp. 160-161). Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro DONALD Q. KERN se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (d_o) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies, para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [63]
- Según Vargas Marin, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

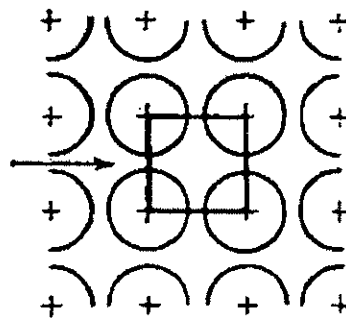


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig. 6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $\frac{3}{4}$ plg d_o es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_o ; Diámetro de Tubo = $\frac{3}{4}$ plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

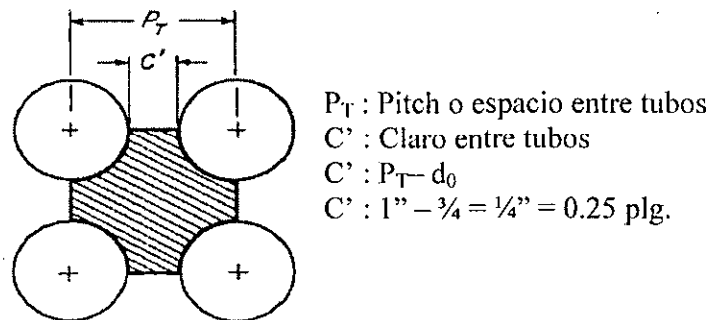


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_T)

Según Bellera Vilar C. Fernandez, E. Serna Cantero, A. Domenech Sellas, E. & López de León, L.R. (2010). (pp. 11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal.

La largada de los tubos es un poco superior a la típica, pero esa la única forma para que la relación que hay entre la largada de los tubos y el diámetro de carcasa comprendida entre 4 y 6 [114].

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp. 36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L-0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L-0.5)} \quad \text{Ec.(6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies^2), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de TRansferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{2761.456 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20-0.5) \text{ pies}} = 721.41 \cong 722 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular)

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19. (722)^{1/2} = 31.98 \approx 32$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT)

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec.(6.92)}$$

$$DOT = (32 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 31.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS)

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec.(6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 1.65 plg, de la siguiente manera:

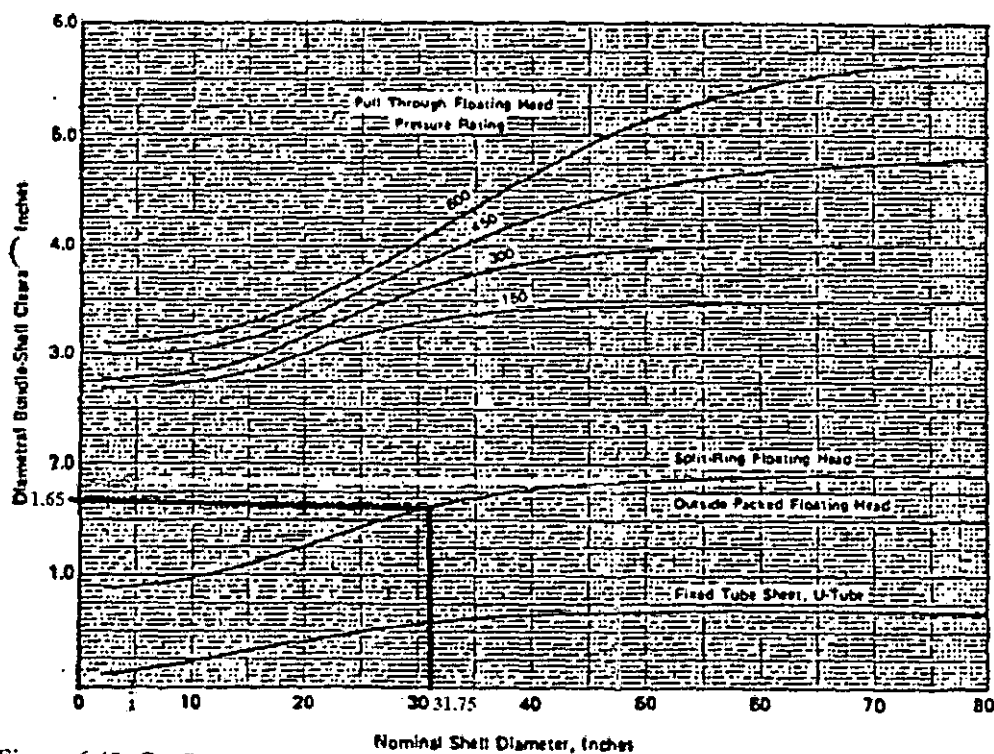


Figura 6.45: Gráfico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijación de los tubos.
Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno.
Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007. Pág.30.

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 31.75 \text{ plg} + 1.65 \text{ plg} = 33.4 \text{ plg} (2.783 \text{ pies}).$$

7. Número de deflectores

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores E-02 son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:



Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 20 \text{ pies}/2.783 \text{ pies} = 7.19 \cong 8 \text{ deflectores}$$

RESÚMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.86: Resumen del intercambiador de calor Enfriador MDEA_{POBRE} E-02

INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	MDEA _{pobre}	Agua de Refrigeración
Temperatura de entrada (°F)	156.88	73.94
Temperatura de salida (°F)	105	91.94
Tipo de intercambiador según: TEMA	AES	
Coeficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	119.76	
Longitud de tubos (pies)	20	
Díámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AES, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra E se debe a que la carcasa

es de un solo paso, se consideran seis carcasas en serie y por último, la S, cabezal flotante con dispositivo de apoyo, significa que el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 34 – 240 TYPE AES

6.3.1.5. DISEÑO DEL CONDENSADOR DE LA CABEZA DE LA REGENERADORA E-03

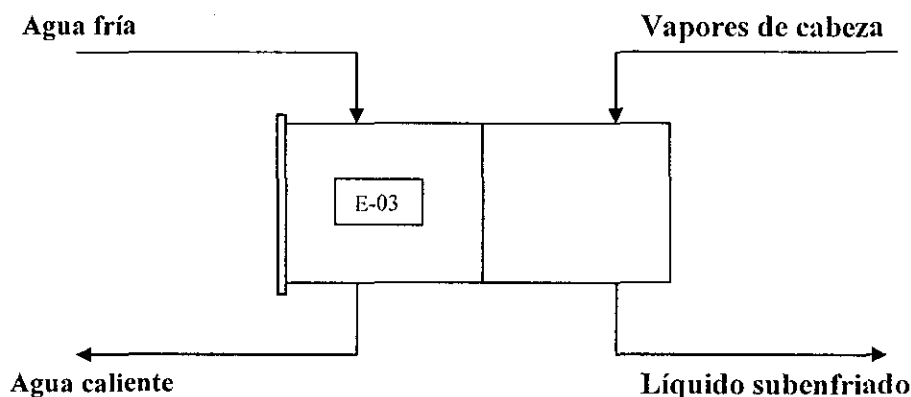


Figura 6.49: Diagrama del intercambiador E-03

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.37). La función principal del intercambiador de calor E-03 de carcasa y tubos refrigerado por agua, es la de enfriar y condensar el producto gaseoso que sale por la cabeza de la columna regeneradora, producto formado por MDEA y vapor de agua, que se dirige hacia el botellón de reflujo.

Los cálculos para el diseño térmico de este cambiador son análogos a los realizados para el precalentador de MDEA_{RICA} que entra en la regeneradora.

La ecuación fundamental para la transmisión de calor en este tipo de equipo:

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec. (6.85)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

$MLDT$ = Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

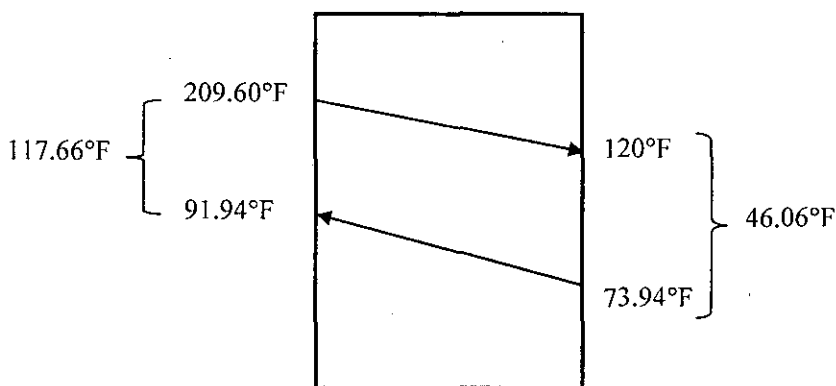
F_T = Factor de corrección de $MLDT$.

Los valores para estas variables serán:

$$Q = -11495635.8372 \text{ BTU/h}$$

$F_T=1$, al tratarse de una transmisión de calor que da lugar a un cambio de estado, en este caso la condensación de los vapores ácidos procedentes de la cabeza de la columna regeneradora. [106]

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, °F)

$$MLDT = \frac{117.66^{\circ}F - 46.06^{\circ}F}{\ln\left(\frac{117.66^{\circ}F}{46.06^{\circ}F}\right)} = 76.34^{\circ}F$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.76), se toma el MLDT de esta forma, aunque exista un cambio de fase por parte de los vapores del tope. Esto se debe a que la temperatura de condensación no es constante debido que no se trata de condensar sustancia pura, sino una mezcla de gases. [115]

$$\Delta t = MLDT \times F_T = 76.34^{\circ}F$$

6.3.1.5.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.37), el cual tiene corriente de fluido similares.

El coeficiente “U” para este servicio se toma el valor de:

$$U = 570 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}C$$

$$U = 100.39 \text{ BTU/pies}^2 \text{ h.}^\circ\text{F} \quad [106]$$

Cálculo del área de intercambio de calor necesaria. Cálculo del número de tubos

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = Q/U \cdot \Delta t \quad \text{Ec. (6.87)}$$

$$A = 1499.95 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.28). Para obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, se realizan los siguientes cálculos.

1. Área por carcasa

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_s = 1499.95 \text{ pies}^2/1 = 1499.95 \text{ pies}^2 \quad [106]$$

2. Características del cambiador E-03

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.76). Para una correcta transferencia de calor, por este equipo circulará el agua de refrigeración por los tubos, mientras que la mezcla de gases a enfriar fluirá por la carcasa de manera que rodea por completo a dichos tubos para así conseguir una mayor eficacia. Los vapores ácidos, una vez condensados a lo largo del intercambiador, salen como líquido subenfriado. [115]

Los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable.

Según Kern, D.Q. (1990) (pp. 160-161). Se pueden obtener en diferentes grores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

En la Tabla 10 de Apéndice del libro DONALD Q. KERN se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de ¾ plg. de diámetro (d_o) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies, para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [63]
- Según Vargas Marín, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

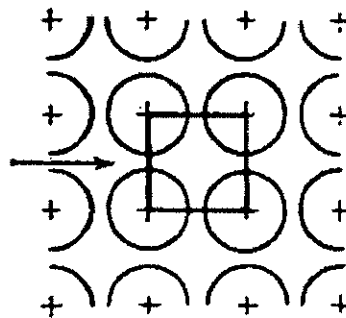


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig. 6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $3/4$ plg d_o es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_o ; Diámetro de Tubo = $3/4$ plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

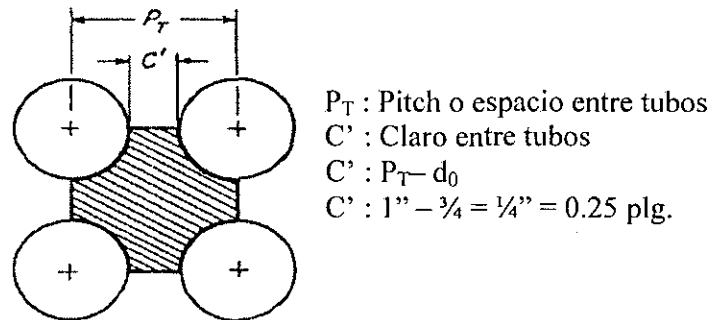


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_t)

Según Bellera: Vilar, C., Fernandez, E. Serna Contero, A. Domenech Sellas, E. Lopez de Leon, L.R. (2010) (pp.11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal.

La largada de los tubos es un poco superior a la típica, pero esa la única forma para que la relación que hay entre la largada de los tubos y el diámetro de carcasa comprendida entre 4 y 6. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp. 36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L-0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L-0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies²), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{1499.95 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20-0.5) \text{ pies}} = 391.85 \cong 392 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular)

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19. (392)^{1/2} = 23.56 \cong 24$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT)

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{E.c (6.92)}$$

$$DOT = (24 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 23.75 \text{ plg}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS)

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec.(6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 1.40 plg, de la siguiente manera:

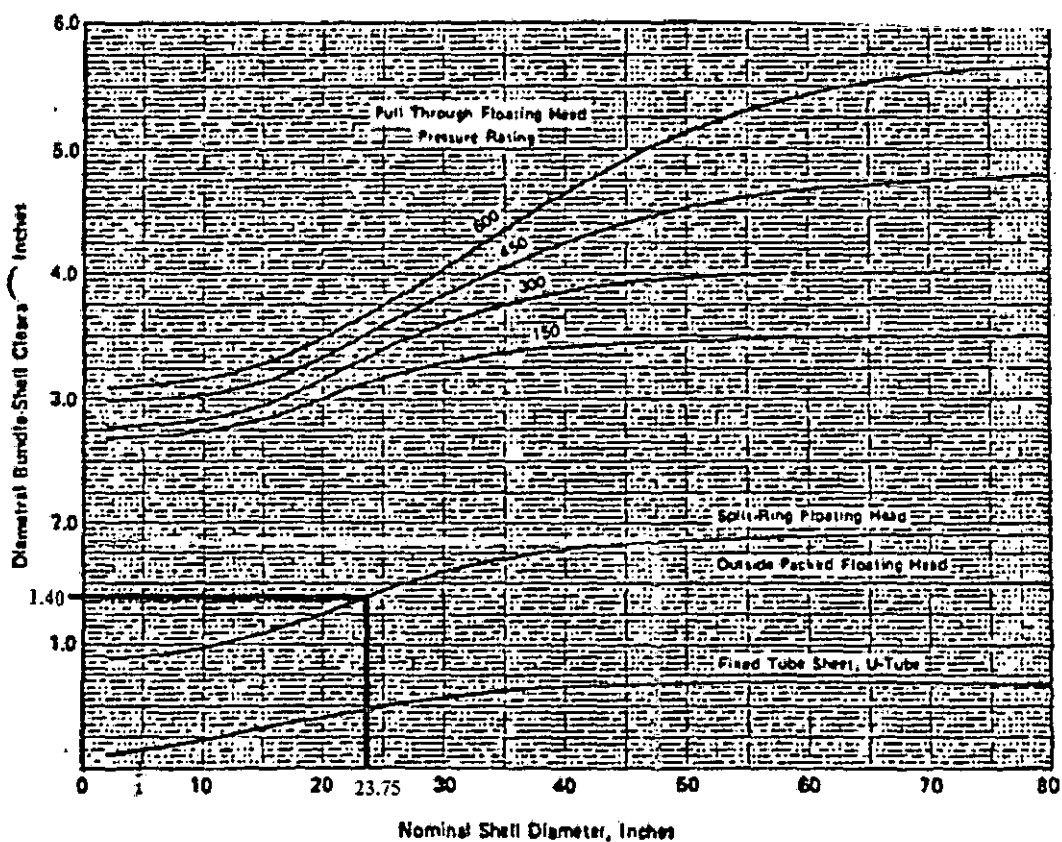


Figura 6.45: Gráfico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijación de los tubos.
Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno.
Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007. Pág.30.

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 23.75 \text{ plg} + 1.40 \text{ plg} = 25.15 \text{ plg} (2.096 \text{ pies}).$$

7. Número de deflectores

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor. Considerando que los deflectores E-03 son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:

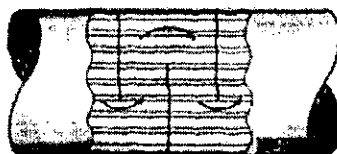


Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 20 \text{ pies} / 2.096 \text{ pies} = 9.54 \cong 10 \text{ deflectores}$$

RESÚMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.87: Resumen del Intercambiador de calor del Condensador de la cabeza de la Regeneradora E-03

INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	Vapores ácidos	Agua de Refrigeración
Temperatura de entrada (°F)	209.60	73.94
Temperatura de salida (°F)	120.00	91.94
Tipo de intercambiador según: TEMA	AES	
Coeficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	100.39	
Longitud de tubos (pies)	20	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las Autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AES, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra E se debe a que la carcasa es de un solo paso, se consideran seis carcasas en serie y por último, la S, cabezal flotante con dispositivo de apoyo, significa que el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 26plg – 240 TYPE AES

6.3.1.6. DISEÑO DEL REBOILER DE LA COLUMNA DESORBEDORA E-04

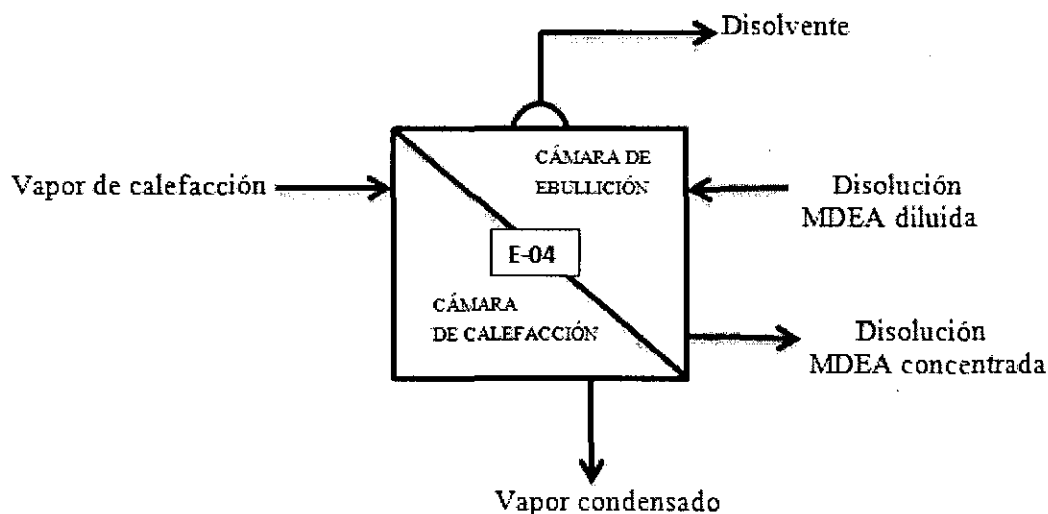


Figura 6.50: Diagrama del Intercambiador E-04

Según Vargas Marín, M. (2007) (pp. 31-33). El intercambiador de calor E-04 es un evaporador tipo Kettle (caldera con bancada de tubos en U), un intercambiador de carcasa y tubo que en la Columna de Desorbedora genera vapor, concentrando así la disolución de amina procedente del plato de fondo de la Desorbedora que fluye por la carcasa donde alcanza su punto de ebullición, lo que provoca que, a su vez, el vapor de calefacción condense a su paso por los tubos.

El vapor generado tiene dos funciones:

- Calentar la amina alimentada a la Columna Desorbedora para así alcanzar la temperatura de la reacción que libera el H_2S , atrapado por la amina.
- Proporcionar un exceso de vapor (stripping) que arrastre el H_2S liberado, impidiendo que la reacción anterior alcance el equilibrio y, por tanto se siga liberando H_2S . La evaporación es, a diferencia de la destilación, un proceso controlado únicamente por el mecanismo de transmisión de calor.

La ecuación fundamental para la transmisión de calor en este tipo de equipo:

$$Q = U.A.MLDT.F_T \quad \text{Ec. (6.85)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

MLDT= Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de MLDT.

Los valores para estas variables serán:

$$Q = 2844317.298 \text{ BTU/h}$$

$F_T=1$, al tratarse de una transmisión de calor que da lugar a un cambio de estado. Al tratarse de una disolución de compuestos orgánicos, se considera que no hay aumento en el punto de ebullición.

La diferencia de temperaturas se calcula restando la ebullición de la amina a la presión del sistema, a la temperatura de saturación del vapor a la presión de 3.5 Kg/cm² (50 psia). [106]

Según Arkema (2000) (p.6). El regenerador es el principal usuario de energía dentro de la Unidad MDEA. La amina rica entra a la columna por la parte superior, y se despoja de H₂S y CO₂ usando un rehervidor fondos para la calefacción. El Reboiler es operado a 230-275 °F (con mayor frecuencia en 240-250 ° F) para garantizar una adecuada separación (stripping)

En el otro extremo de la columna, se ajusta la relación de reflujo limitar el consumo de energía al tiempo que proporciona un bien despojado corriente amina pobre. [44]

En este caso se utilizará la temperatura de operación del Reboiler de 50 psia.

Según Kern, D.Q. (1990) (p.544). Ya que únicamente cerca del 80% de los líquidos de fondo que entran son vaporizados. [58]

Según Vargas Marín, M. (2007).(p.74). El caudal de Reflujo estará entre el 10 y 30% del caudal de vapor que llega al calderín. Se debe mantener un caudal de reflujo suficiente para evitar la corrosión en los tubos del calderín. [115]

Para este caso se ha tomado:

Pocentaje de Recirculado : 29.7%

Porcentaje de Vapor generado: 70.3%

La Temperatura de saturación del vapor a la presión 50 psia ($T_{sat} = 281.03^{\circ}\text{F}$, según Tabla A-5E del libro de Termodinámica. YUNUS A: CENGEL)

Se haya de la siguiente manera:

$T_{\text{ebullición de la Amina a 30 psia}} = 250^{\circ}\text{F}$

$T_{\text{sat del vapor de H}_2\text{O a 50 psia}} = 281.03^{\circ}\text{F}$

$$\Delta t = T_{\text{ebullición de la Amina a 30 psia}} - T_{\text{sat del vapor de H}_2\text{O a 50 psia}}$$

$$\Delta t = 250^{\circ}\text{F} - 281.03^{\circ}\text{F} = 31.03^{\circ}\text{F}$$

6.3.1.6.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos:

Según Vargas Marín, M. (2007).(p.33). El coeficiente “U” para este servicio se toma el valor de:

$$U = 860 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$U = 151.46 \text{ BTU/pies}^2 \text{ h. }^{\circ}\text{F} [106]$$

Cálculo del área de intercambio de calor necesaria. Cálculo del número de tubos

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = Q / U \cdot \Delta t$$

$$A = 605.1920 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.28). Para obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, se realizan los siguientes cálculos.

1. Área por Carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_s = 605.1920 \text{ pies}^2/1 = 605.1920 \text{ pies}^2 \quad [106]$$

2. Características del Cambiador E-04:

Según Vargas Marín, M. (2007) (p.33). Considerando el servicio que realiza este cambiador y que se trata de un servicio sucio así como de un cambiador de carcasa y tubos. En el cual la disolución de la amina procedente de la columna regeneradora va por la carcasa y el vapor de calefacción, el cual se condensa va por los tubos. [115]

Los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable.

Según Kern, D.Q. (1990) (pp. 160-161). Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro DONALD Q. KERN se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (DE) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies, para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [63]
- Según Vargas Marín, M. (2007) (p.29) El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared.

- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

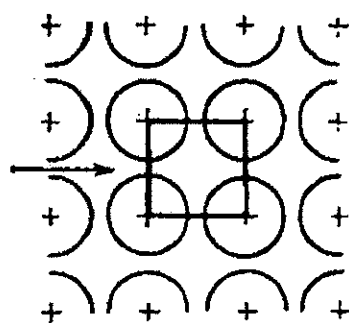


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig. 6.43 El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos 3/4 plg d_0 es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

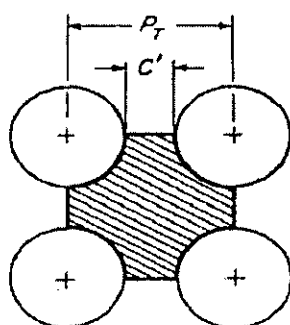
L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_0 ; Diámetro de Tubo = 3/4 plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.



P_T : Pitch o espacio entre tubos

C' : Claro entre tubos

$C' : P_T - d_0$

$C' : 1'' - \frac{3}{4} = \frac{1}{4}'' = 0.25 \text{ plg.}$

Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_T):

Según Bellera Vilar C. Fernandez E., Serna Contero, A. Domenech Sells & Lopez de León, L.R. (2010) (pp. 11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal.

La largada de los tubos es un poco superior a la típica, pero esa la única forma para que la relación que hay entre la largada de los tubos y el diámetro de carcasa comprendida entre 4 y 6. [114]

Según Calle Cabrea, M. (2011) (pp.36-38).

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L-0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L-0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies²), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro “Procesos de Transferencia de Calor”. Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{605.192 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20 - 0.5) \text{ pies}} = 158.10 \cong 159 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular):

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19. (159)^{1/2} = 15.01 \cong 16$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT):

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec. (6.92)}$$

$$DOT = (16 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 15.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS):

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec. (6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así

que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 0.30 plg, de la siguiente manera: [108]

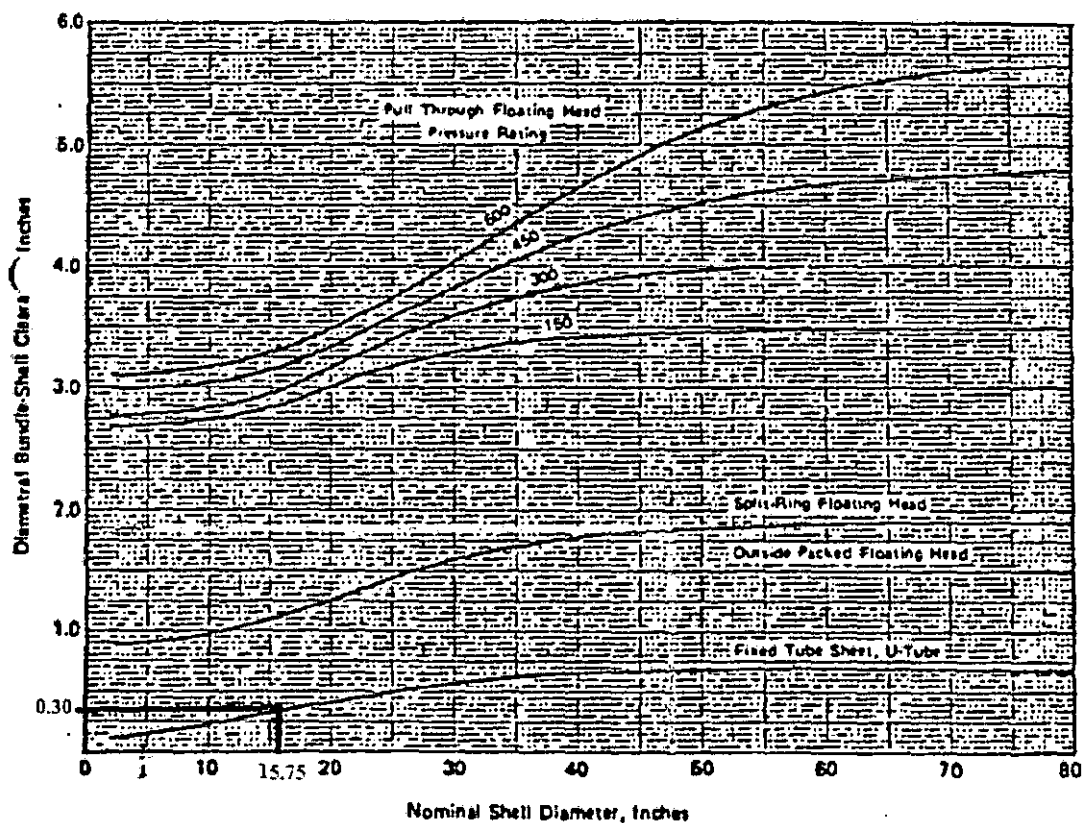


Figura 6.45: Grafico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijacion de los tubos.
Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno.
Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007. Pág.30.

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 15.75 \text{ plg} + 0.30 \text{ plg} = 16.05 \text{ plg} (1.338 \text{ pies}).$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.36). Al tratarse de un calderín tipo AKU, el valor del diámetro interno se calcula según el número necesario de tubos para conocer el diámetro de la carcasa. Para asegurar que todos los tubos estén inundados de MDEA, la altura de rebosadero (h_w) es de 4plg por encima del DIS, así se evita el secado y el calentamiento local:

$$h_w = DIS + 4 \quad \text{Ec. (6.95)}$$

$$h_w = DIS + 4 = 16 \text{ plg} + 4 \text{ plg} = 20 \text{ plg} (1.67 \text{ pies})$$

El valor mínimo del diámetro exterior del calderín d_k se calcula a partir de la expresión:

$$d_k = 2.93 \cdot h_w^{0.788} \quad \text{Ec. (6.59)}$$

$$d_k = 2.93 \cdot (20)^{0.788} = 31.1 \text{ plg (2.59 pies)}$$

7. Número de deflectores:

En este caso, para este tipo de intercambiador no se instalan deflectores, solamente placas soportes de tubos.

RESÚMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.88: Resume del Intercambiador de Calor del Reboiler de la Columna Desorbedora E-04

INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	MDEArica	Vapor saturado
Temperatura de entrada (°F)	250.00	281.03
Temperatura de salida (°F)	250.00	281.03
Tipo de intercambiador según: TEMA	AKU	
Coeficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	151.46	
Longitud de tubos (pies)	20	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las Autoras

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.75). La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AES, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra K se debe a que la carcasa es de tipo Kettle (caldera) y por último, la U significa que el haz de tubos es en forma de U, siendo el tipo más económico, sin embargo se necesita para su mantenimiento gran cantidad de tubos en stock.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [115]

SIZE 16 plg – 240 TYPE AKU

6.3.1.7. DISEÑO DEL BOTELLÓN DE RÉFLUJO DE LA COLUMNA DESORBEDORA V-01

El botellón de reflujo lleva el producto de la cabeza de la columna de Desorción después de pasar por el condensador de cabeza E-03, y en el se produce la separación del vapor de H_2S y CO_2 .

Según Walas, S.M. (1990) (p.611). Los separadores de líquidos- gas por lo general son verticales, aunque los botellones (drums) de reflujo con gas como un producto de cabeza comunmente son horizontales. La relación de longitud a diámetro está en el rango de 2.5 a 5.0. Una dependencia aproximada de la presión es.

Cuadro 6.89: Relación longitud diametro

P (psig)	0-250	251-500	501+
L/D	3	4	5

Fuente: Walas, S.M. (1990) Chemical Process Equipment selection and desien. Capitulo 18 (p.611)

El volumen del botellón está relacionada con la velocidad de flujo que atraviesa, pero también depende de los tipos de controles y de las consecuencias perjudiciales que tendría los equipos corriente abajo funcionando en seco. Convencionalmente, el volumen a menudo se expresa en términos del número de minutos de flujo en base al deposito medio lleno. Para muchos servicios, 5-10 min medio lleno es el adecuado. [116]

Según Tema 6 (p.6.5). De 5 a 10 min, para un depósito que alimenta a una torre de separción.

En este caso se considera un botellón (drum) horizontal, con un valor de relación geométrica L/D de 2.5, para la presión de trabajo de 27 psia, y con un tiempo de residencia de 10 min. [72]

- La corriente de vapor esta constituida por la mezcla de H_2S y CO_2 , a esta corriente se le denomina corriente de gas ácido, la cual se dirige a la Planta de Ácido Sulfúrico (WSA).

Cuadro 6.90: Corriente de Gas Ácido que se dirige a la Planta WSA

Corriente que se enfría A 120°F, 27 psia				
GAS ÁCIDO (2)				
Composición que sale del Desorbedor				
Componentes	% molar salida	Fracción molar Y_i	lbmol/h salida	lb/h
H ₂ S	78.04	0.7804	524.9095	17846.9239
CO ₂	21.96	0.2196	147.7447	6500.7667
Total	100.00	1.0000	672.6542	24347.6906

Fuente: Las autoras

Según HYSYS vs. 7.0

Densidad del vapor, $\rho_v = 0.1591 \text{ lb/pie}^3$

Viscosidad del vapor, $\mu_v = 1.44 \times 10^{-2} \text{ cp}$ (0.0348 lb/pie.h)

Por lo cual se tiene que el caudal de vapor es:

$$\text{Caudal del vapor, } N_T = \frac{24347.6906 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}}}{0.1591 \text{ pies}^3} = 42.5094 \text{ pies}^3/\text{s}$$

- La corriente líquida esta compuesta por H₂O y MDEA, a esta corriente se le denomina corriente de reflujo y se dirige a la Columna Desorbedora.

Cuadro 6.91: Corriente de líquido que se recircula

Corriente que se enfría A 120°F, 27 psia				
REFLUJO (3)				
Composición que sale del Desorbedor y se recircula				
Componentes	% molar salida	Fracción molar X_i	lbmol/h salida	lb/h
H ₂ O	98.77	0.9877	538.3626	9690.5270
MDEA	1.23	0.0123	6.7265	801.6020
Total	100.00	1.0000	545.0892	10492.1291

Fuente: Las autoras

Según HYSYS vs 7.0

Densidad del vapor, $\rho_L = 62.09 \text{ lb/pie}^3$

Viscosidad del vapor, $\mu_L = 0.6879 \text{cp}$ (1.6647lb/pie.h)

Por lo cual se tiene que el caudal de vapor es:

$$\text{Caudal del vapor, } Q_L = \frac{10492.1291 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}}}{62.09 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^3}} = 0.0469 \text{pies}^3/\text{s}$$

Según Tema 6 (p. 6.6). En separación de líquidos y gases tenemos una partículas cayendo a una velocidad dentro de una corriente en sentido perpendicular o a contracorriente, si la velocidad del flujo es mayor que la caída, esto evitara la separación. Si consideramos las partículas como esferas rígidas la velocidad de sedimentación se obtiene por:

$$V = \sqrt{\frac{4gD_p}{3C_D} \left(\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \right)} \quad \text{Ec. (6.97)}$$

Donde:

V: Velocidad de sedimentación

g: Aceleración de la gravedad

D_p : Diámetro de partícula

ρ_L, ρ_V : Densidades del líquido y vapor

C_D : Coeficiente de caída, depende del número de Reynolds.

$$C_D = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. (6.98)}$$

$$Re = \frac{D_p \times V \times \rho_V}{\mu_V} \quad \text{Ec. (6.99)}$$

El problema de determinar el tamaño de partículas dificulta el uso de esta ecuación simplificada por Souders and Brown obteniéndose, la velocidad máxima del vapor (velocidad crítica del vapor). [72]

$$V_C = K \cdot \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}} \quad \text{Ec. (6.100)}$$

Según Branan, C.R. (1984) (p.128). El valor de K, es el coeficiente de Souders-Brown en pies/seg. Para un recipiente horizontal es 0.25 veces más que el coeficiente de diseño del vapor para recipientes verticales (kv). Por lo tanto se tiene para recipientes horizontales ($K = 1.25 K_v$) [117]

De la Fig.6.51 se obtiene el valor de K_v

Para el eje de las abscisas

$$\left(W_l / W_v \right) \sqrt{\rho_v / \rho_l}$$

En donde:

$$\text{Gasto del líquido, } W_L : 10492.1291 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 2.9145 \text{ lb/s}$$

$$\text{Gasto de Vapor, } W_V : 24347.6906 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 6.7632 \text{ lb/s}$$

$$\frac{2.9145 \text{ lb/s}}{6.7632 \text{ lb/s}} \cdot \sqrt{\frac{0.1591 \text{ lb/pies}^3}{62.09 \text{ lb/pies}^3}} = 0.0218$$

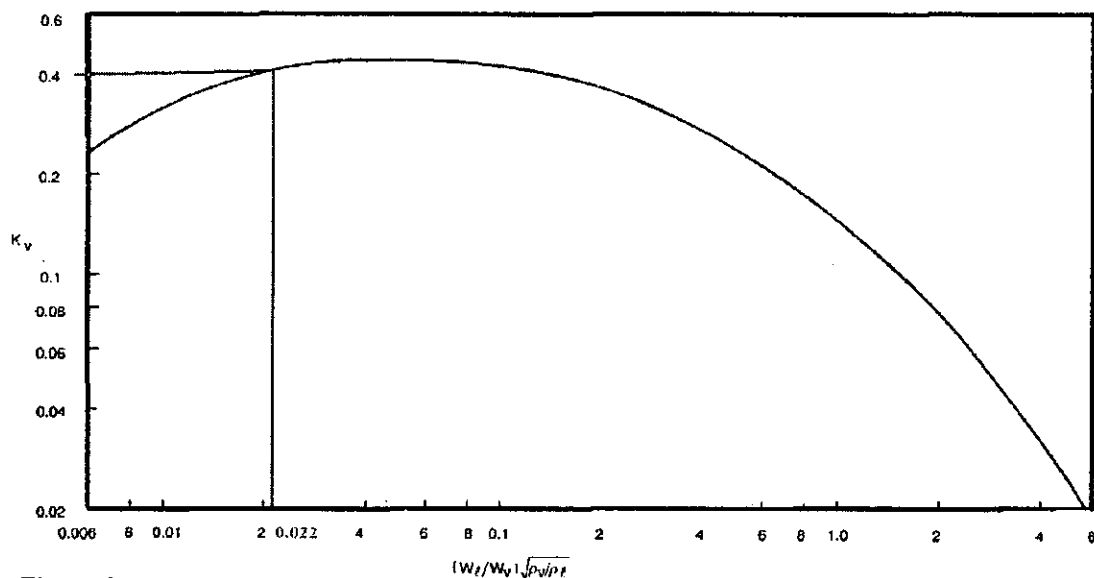


Figura 6.51: Factor de la velocidad de diseño del vapor para separadores verticales de verticales de vapor-líquido con 85% de inundación

Fuente: "SOLUCIONES PRÁCTICAS para el ingeniero químico". CARL R. BRANAN. Segunda Edición. Capítulo 8 Separadores/acumuladores. Pág. 128.

$$K_v = 0.4 \text{ pies/s}$$

$$K = 1.25 (0.4 \text{ pies/s}) = 0.50 \text{ pies/s}$$

Sustituyendo en la Ec.(6.63) para hallar la velocidad crítica del gas.

$$V_c = 0.50 \text{ pies/s} \cdot \sqrt{\frac{62.09 \text{ lb/pie}^3 - 0.1591 \text{ lb/pie}^3}{0.1591 \text{ lb/pie}^3}}$$

$$V_c = 9.8648 \text{ pies/s}$$

Según Vargas Marín, M. (2007) (pp. 54-56). El área transversal al flujo de vapor (A_v) se calcula por:

$$A_v = \frac{Q_v}{V_c} \quad \text{Ec. (6.101)}$$

$$A_v = \frac{42.5094 \text{ pies}^3/\text{s}}{9.8648 \text{ pies/s}} = 4.3092 \text{ pies}^2$$

El tiempo de retención (holdup) determina el volumen del depósito.

Con un tiempo de retención de 10 min del caudal del líquido, que es el más comunmente utilizado para depósitos que alimentan a una columna de Desorción, por lo tanto el volumen necesario para el líquido es: 4.3092 pies^2

$$V_L = \tau_L \times Q_L \quad \text{Ec. (6.102)}$$

Donde:

Tiempo de retención del líquido en segundos (τ_L)

$$V_L = 10 \text{ min} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times 0.0469 \frac{\text{pies}^3}{\text{s}} = 28.1638 \text{ pies}^3$$

A partir de los cálculos y datos anteriores, para hallar las características geométricas (diámetro y longitud) del botellón de reflujo, se procede a un proceso de cálculo de prueba error hasta lograr la convergencia del mismo.

1^{era} PRUEBA:

1. Se elige un diámetro para el recipiente.

$$D = 2.8 \text{ pies}$$

2. Con este diámetro se procede a calcular el área total (A_T) de paso del recipiente.

$$A_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

$$A_T = \frac{\pi \cdot (2.8 \text{ pies})^2}{4} = 6.1575 \text{ pies}^2$$

3. De la diferencia entre esta sección total y el área para el paso del vapor, se haya el área para el paso del líquido (A_L).

$$A_L = A_T - A_V \quad \text{Ec. (6.104)}$$

$$A_L = 6.1575 \text{ pies}^2 - 4.3092 \text{ pies}^2 = 1.8483 \text{ pies}^2$$

4. Debido que la relación Longitud/Diámetro para equipos que trabajan a bajas presiones, es 2.5 ($L/D = 2.5$), y se obtiene la longitud.

$$\frac{L}{D} = 2.5 \quad \text{Ec. (6.105)}$$

Siendo:

El diámetro elegido ($D = 2.8$ pies)

$$L = 2.5 \times 2.8 \text{ pies} = 7 \text{ pies}$$

5. La iteración se comprueba si la longitud anterior es del mismo valor que la que se calcula a continuación: 5.- La iteración se comprueba si la longitud anterior es del mismo valor que la que se calcula a continuación:

$$L = \frac{V_L}{A_L} \quad \text{Ec. (6.106)}$$

$$L = \frac{28.1638 \text{ pies}^3}{1.8483 \text{ pies}^2} = 15.2375 \text{ pies}$$

(es diferente 15.2375 pies \neq 7 pies)

6. En caso sean diferente las longitudes calculadas , se aumenta o disminuye el diámetro elegido inicialmente hasta que ambas longitudes sean iguales y se proceden hacer iteraciones hasta hallar el valor correcto (donde las longitudes calculadas sean iguales). [106]

En el cuadro 6.92 se muestra el resultado de las iteraciones

Cuadro 6.92: Iteraciones sucesivas para hallar las dimensiones del recipiente

Pruebas	1 ^{era}	2 ^{da}	3 ^{era}	4 ^{ta}	5 ^{ta}	6 ^{ta}
D (pies)	2.8	2.9	3	3.1	3.2	3.1652
A _T (pies ²)	6.1575	6.6052	7.0686	7.5477	8.0425	7.8684
A _L (pies ²)	1.8483	2.2960	2.7594	3.2385	3.7333	3.5592
L= 2.5D (pies)	7.0000	7.2500	7.5000	7.7500	8.0000	7.9129
L=V _L /A _L (pies)	15.2375	12.2664	10.2065	8.6966	7.5440	7.9129
Resultado Final	No	No	No	No	No	Si

Fuente: Tomado cómo referencia de Vargas Marin, A. (2007) Proyecto: Diseño de una planta para la regeneración de ánimas mediante columna de reveno (p.56)

De esta forma se obtiene el diámetro del botellón de reflujo de 3.1652 pies y una longitud de 7.9129 pies. Por lo tanto, el volumen de este recipiente es:

$$D= 3.1652 \text{ pies}$$

$$A_T= 7.8684 \text{ pies}^2$$

$$L= 7.9129 \text{ pies}$$

Reemplazando en la siguiente ecuación, se halla el volumen total del recipiente

$$V_T = A_T \times L \quad \text{Ec. (6.107)}$$

$$V_T = 7.8684 \text{ pies}^2 \times 7.9129 \text{ pies} = 62.2622 \text{ pies}^3$$

El volumen total del recipiente es de: 62.2622 pies³

6.3.1.7.1. Cálculo mecánico del Botellón de Reflujo V-01

Para la determinación de los espesores del fondo y el cuerpo, se hallan utilizando el código ASME. Sección VIII. División 1, para separadores gas- líquido.

6.3.1.7.2. Cálculo de la Presion de Diseño

Según: Cordova Chable, M.A. Villanueva, D.G. Tejada Hernandez, I.L. de Vega Flores, D. (2011) (p. 52). La presión de diseño es superior a una presión de operación por 30 psi o en un 10%; es decir, cualquiera que sea mayor y que se satisfaga este requerimiento. [105]

$$P = P_O (1 + 0.10) \quad \text{ó} \quad P = P_O + 30 \text{ psi.} \quad \text{Ec. (6.59)}$$

- Presión absoluta (P_{abs}): 27 psia
- Presión manométrica (P_{man}): 12.3 psig

Por lo tanto la presión de operación es (P_o): 12.3 psig

$$P = 12.3 (1 + 0.10) = 12.3 * 1.1 = 13.53 \text{ psi}$$

$$P = 12.3 + 30 = 42.3 \text{ psi}$$

La presión de diseño será, de 42.3 psi.

6.3.1.7.3. Cálculo de la Temperatura de Diseño:

Según Vargas Marin, M. (2007).(p.57). La temperatura de operación considerada debe ser superior a la máxima que se produzca durante la operación, es habitual que adopte un valor seguro ante las condiciones de trabajo, así que se toma la temperatura de operación del reboiler (250°F), como valor superior. [106]

Según Gonzales Basadre, M. Gonzales Ortiz, V., Jorda Murria, J. Rigueiro, A. Tauste Bautista,A. (2007) (p. 2). La temperatura de diseño será como mínimo la temperatura de operación más 20°C. [118]

Temperatura de operación (T_o): 250°F (121.11°C)

Temperatura de Diseño (T):

$$T = T_o + 20^\circ\text{C} \quad \text{Ec.(6.60)}$$

$$T = 121.11 + 20 = 141.11^{\circ}\text{C} \quad (286^{\circ}\text{F})$$

La temperatura de diseño será, de 286°F.

6.3.1.7.4. Cálculo de espesor mínimo de pared

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.10). Bien por norma o código, o por requerimiento de transporte, etc. Se debe fijar un valor mínimo del espesor de la envolvente. Como guía práctica, el espesor mínimo, excluido el sobreespesor por corrosión admisible de las envolventes y fondos, será el mayor de los siguientes valores. [106]

- Según Código ASME. Sección VIII. División 1

Siendo el según el código ASME. Sección VIII. División 1, para aceros al carbono. Entonces se asume el Sobreespesor de corrosión de 6 mm (1/4 plg), se tiene que:

$$t_{min} = 5 + C = 5 + 6 = 11 \text{ mm} \quad (0.433 \text{ plg})$$

El espesor standard 0.45 plg (4/9 plg)

6.3.1.7.5. Cálculo de espesores debido a la presión interna

Según el Código ASME. Sección VIII. División 1. Recomienda un margen adecuado por encima de la presión a la que el recipiente será operado normalmente para permitir aumentos repentinos de la presión en el recipiente hasta el ajuste de la presión.

Cada elemento del recipiente a presión estará diseñado para al menos la condición más severa de la presión coincidente (incluyendo la cabeza estática coincidente en la posición de funcionamiento) y la temperatura esperada en funcionamiento normal.

CUERPO:

Según el Código ASME. Sección I, así como la sección VIII, requiere uniones en el tope longitudinal y circunferencial para ser examinados por radiografía parcial

Se utiliza el código de diseño UG-27 Espesor de los depósitos bajo presión interna.

UG-27 (c) Los depósitos cilíndricos

- Cuando el diseño del recipiente requiere uniones en el tope con soldadura longitudinal radiografía parcial, el cuerpo cilíndrico tendrá un factor de eficiencia de la unión (E) de 0.85 (radiografía parcial)

Ya que la temperatura superior que se produzca durante la operación es de 250°F, elegiremos SA-516-60 para el envolvente, fondos y soporte (se encuentra en la tabla 3A.1 – carbon Steel and low Alloy Materials).

Como la presión de operación es de 12.3 psig es menor de 3000 psi se trabajará con la División 1 para los depósitos de baja presión, teniendo así la máxima presión admisible de tensión (S) de acuerdo al código ASME. Sección II, tabla 1A. (S = 17110 psi, a 121.11°C)

Utilizando las fórmulas suplementarias del espesor cilíndrico, las cuales están en términos del radio externo, y son equivalentes a las del código de Diseño UG – 27 (c).

Para envolventes cilíndricos (tensión circunferencial)

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E + 0.4P} + C \quad \text{Ec. (6.63)}$$

- Presión de diseño (P): 42.30 psi
- Diámetro externo (D₀): 3.1652 pies = 37.98plg
- Radio exterior (R₀): $\frac{D_0}{2} = 18.99 \text{ plg}$

Utilizando la “TABLE 1A (CONT'D) de la sección II del Código ASME, Valores Máximos Admisibles de Tensión para Materiales Ferrosos”, para temperatura del metal en 141.11°C inferior o igual.

- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 141.11°C : 118 MPa

$$118 \text{ MPa} \times \frac{10^6 \text{ Pa}}{1 \text{ MPa}} \times \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ psi}}{1 \text{ Pa}} = 17110 \text{ psi}$$

- Eficiencia de soldadura (E). 0.85 (radiografía parcial)
- Sobreespesor de corrosión (C): ¼plg = 0.25plg

$$t = \frac{P.R_o}{S.E+0.4P} + C \quad \text{Ec.(6.63)}$$

$$t = \frac{(42.30 \text{ psi})(18.99 \text{ plg})}{(17110)(0.85) + 0.4 (42.30 \text{ psi})} + 0.25$$

$$t = 0.3052 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de 0.45 plg (4/9")

FONDOS

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp.59-60). Se utilizará la fórmula para el diseño de formación de los fondos bajo presión interna, en términos del diámetro externo de la (Fig. 1-4) del código ASME como una fórmula suplementaria.

(Tapa F &D No – Estándar ASME)

La fórmula utilizada para la dimensión del cuerpo y los fondos son dadas en la sección 4 del apéndice 1 del Código ASME Caldera y Recipientes a Presión, sección VIII. División 1. [106]

TAPA TORIESFÉRICA

$$t = \frac{P.L.M}{2 S.E-0.2 P} + C \quad \text{Ec. (6.65)}$$

Donde:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad \text{Ec. (6.66)}$$

El valor numérico del factor M. También puede ser obtenido de la tabla 1-4.2 del Código ASME.

- Mínimo espesor requerido de la tapa después de formarse en plg (t):
- Presión interna de diseño (P):42.30 psig.
- Diámetro externo de la falda (D_o):37.98 plg
- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 141.11°C: 118MPa (17110 psi).
- Eficiencia de la soldadura (E): 1.00 (radiografía total)

- Sobreepesor de corrosión (C): $\frac{1}{4}$ plg = 0.25 plg.
- Tipo de fondo: Toriesférico (subtipo korbogen).
- Radio interno del rebordeado en plg (r):
- Radio interno de la corona en plg (L):
- Razón de radio interno de la corona a radio interno del rebordeado, se usa la tabla 1-4.2 del código ASME (L/r):
- Un factor en las fórmulas para el tope toriesférico depende de la proporción L/r (M):

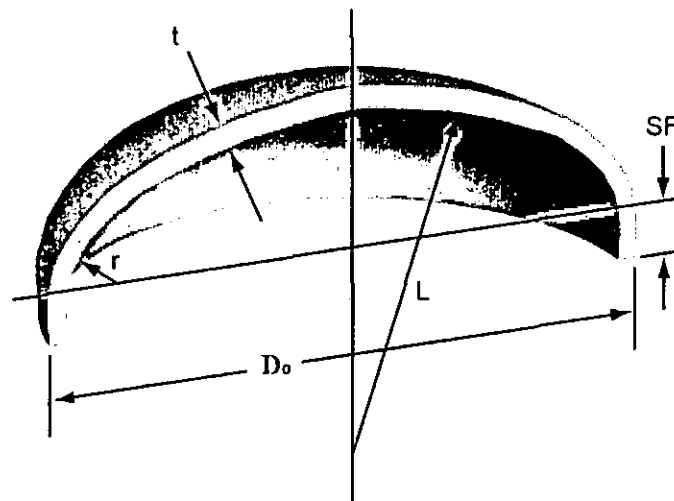


Figura 6.52: Fondos del Botellón de Reflujo
Fuente: Brings, P.J.E. (2001) CASTI FUIDEBOOK to
ASME Section III Div. 1 – Pressure Vessels Third Edition
Vol. 4 [figura] (p.136)

Donde $L = 0.80 D_o$

$$r = \frac{D_o}{6.5}$$

$$L = 0.80 (37.98 \text{ plg}) = 30.3857 \text{ plg}$$

$$r = 37.98 \frac{\text{plg}}{6.5} = 5.8434 \text{ plg}$$

Donde:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{30.3857 plg}{5.8434 plg}} \right)$$

$$M = 1.32$$

“M” también puede ser obtenida de la sección VIII, División 1, tabla 1-4.2

Cuadro 6.69: Valores del Factor M

TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR M
(Use Nearest Value of L/r; Interpolation Unnecessary)

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 2/3
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when L equals the outside diameter of the skirt of the head.

Fuente: Código ASME Sección VIII, División 1, Tabla 1-4.2.

$$\frac{L}{r} = \frac{30.3857 plg}{5.8434 plg} = 5.2, \quad M = 1.32$$

$$t = \frac{(42.30 psi)(30.3857 plg)(1.32)}{2(17110 psi)(1.00) - 0.2 (42.30 psi)} + 0.25 plg$$

$$t = 0.300 plg$$

El espesor estándar adoptado será de 0.45 plg (4/9")

6.3.1.7.6. Cálculo de la altura de los Cabezales Toriesféricos Korbogen [DIN-28013] superior e inferior

Cuadro 6.70: Símbolos de cabezales toriesfericos Korbogen

SÍMBOLOS	
D_o	Diámetro exterior
T	Espesor inicial
L	Radio esférico interior
R	Radio rebordeo interior
h₁	Pestaña (parte recta)
H	Altura total exterior
Di	Diámetro interior
h₂	Flecha

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en frío (p.4)

Cuadro 6.71: Fórmulas tapa toriesférica Korbogen

TAPA TORIESFÉRICAS	
TIPO	KORBBÖGEN [DIN-28013]
NORMA	$L = 0.8 D_o$ $r = 0.154 D_o$ o $r = D_o / 6.5$
D I N	$h_1 \geq 3t$ $h_2 = 0.255 D_o - 0.635t$ $H = h_2 + h_1 + t$

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en frío (p.6)

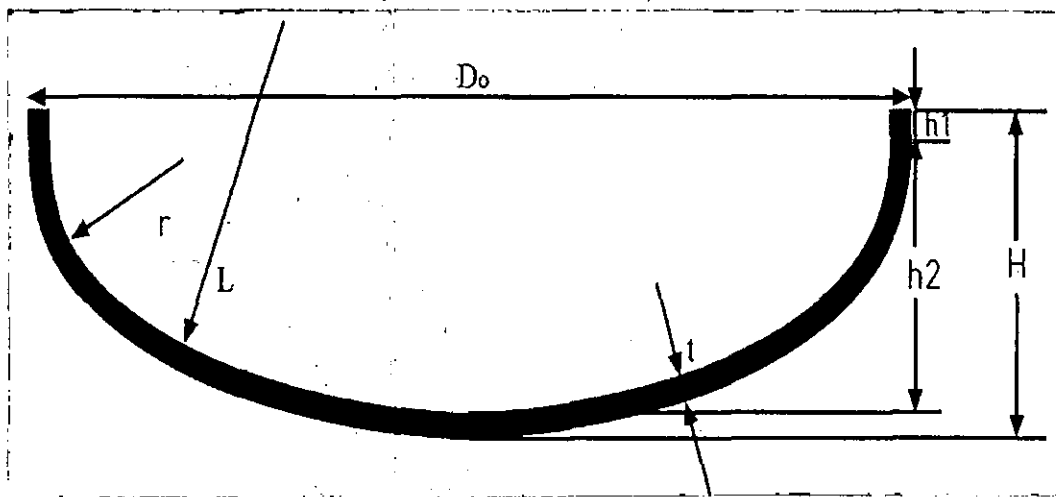


Figura 6.35: Fondo toriesférico

Fuente: Fondeyur, S.L. Fondos conformados en frío [figura] (p.5)

$$t_{\min} = 0.45 \text{ plg}$$

$$t_{\text{cuerpo}} = 0.3052 \text{ plg}$$

$$t_{\text{fondo superior}} = 0.300 \text{ plg}$$

$$T_{\text{fondo inferior}} = 0.302 \text{ plg}$$

Por lo cual se elegiría el espesor mayor de 0.45plg, el estándar más cercano es de 0.433plg para el espesor del envolvente de la columna y de los fondos superior e inferior.

$$\text{Entonces el } D_i = D_o - 2t$$

$$D_i = 37.98 + 2(0.45) = 37.08 \text{ plg}$$

Para realizar el cálculo de la altura para los toriesféricos tipo KORBBOGEN tenemos el cuadro 6.71 que nos muestra las fórmulas a usar:

$$D_o = \text{Diámetro exterior} = 37.98 \text{ plg}$$

$$t = \text{Espesor inicial} = 0.45 \text{ plg}$$

Reemplazando tenemos:

$$L = 0.8 (37.98) = 30.39 \text{ plg}$$

$$r = 0.154 (37.98) = 5.85 \text{ plg}$$

$$h_1 = 3(0.45) = 1.35 \text{ plg}$$

$$h_2 = 0.255 (37.98) - 0.635 (0.45) = 9.40 \text{ plg}$$

$$H = 9.40 \text{ plg} + 1.35 \text{ plg} + 0.45 \text{ plg} = \underline{\underline{11.20 \text{ plg}}}$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.60). Debido al tipo de soporte con que cuenta este recipiente, el espesor final adoptada para el cuerpo es de 16 mm mientras que para los fondos es de 11 mm. [106]

6.3.1.8. DISEÑO DE LA BOMBA MDEA_{POBRE} B-01

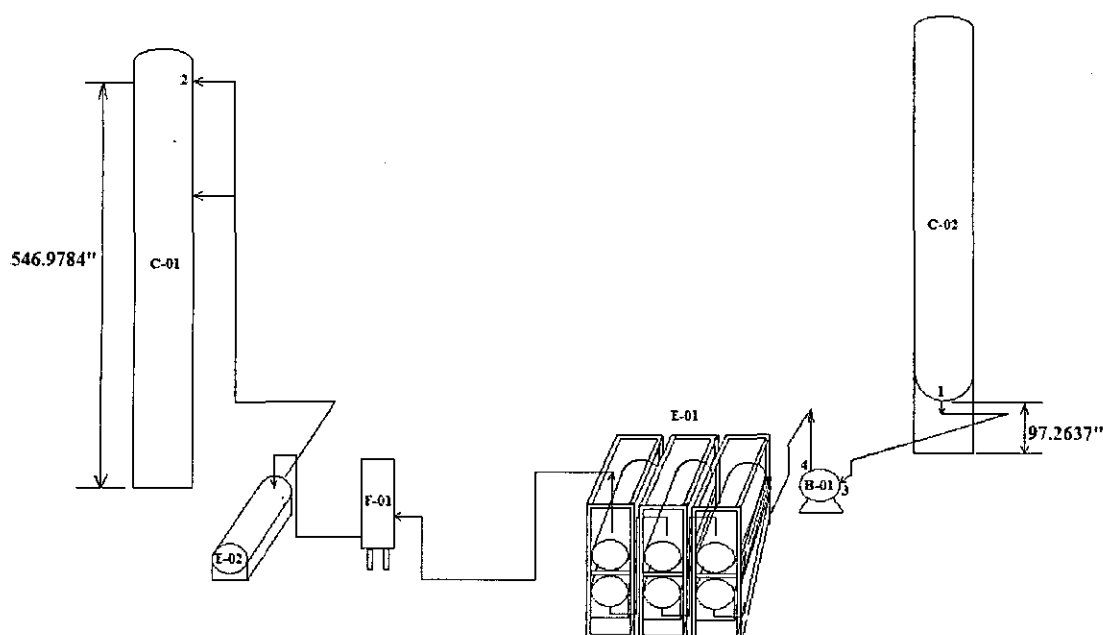


Fig. 6.53: Diseño de la Bomba MDEA_{pobre} B-01

Fuente: Las Autoras

El punto de inicio tomado es la salida de corriente de MDEA pobre de la parte inferior de la Columna Desorbedora C-02 (Punto 1), y el punto de llegada es la entrada de la alimentación de MDEA pobre a la parte más alta de la Columna Absorbedora C-01 (Punto 2). Se eligió el punto más crítico la descarga en el punto más alto.

Siendo la elevación de succión a considerar es: 12.8746 plg = 1.0729pies

PROPIEDADES FÍSICAS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

La MDEA_{pobre} que sale del Desorbedor C-02, a T=250°F y P=31 psia

Cuadro 6.93: Componentes que salen del regenerador y llegan al absorbedor MDEA_{pobre}

Componentes	% molar salida MDEA _{pobre}	Xi	lbmol/h salida MDEA _{pobre}	lb/h
H ₂ O	86.76	0.8676	8906.6893	160320.4080
MDEA	13.11	0.1311	1345.3084	160320.4080
H ₂ S	0.13	0.0013	13.4531	591.9357
TOTAL	100.00	1.0000	10265.4509	321232.7516

Fuente: Las autoras

DATOS

Según HYSYS vs.7.0:

Para fluidos incompresibles:

- viscosidad dinámica o absoluta, $\mu = 0.7511 \text{ cp} = 1.8177 \text{ lb/pie.h}$
- Densidad, $\rho = 60.27 \text{ lb/pies}^3$
- Presión de vapor, $P_v = 1.011 \text{ psia}$

6.3.1.8.1. Cálculos referidos a la Descarga (Punto 4)

EVALUANDO LOS PUNTOS 2 Y 4 DE LA FIGURA

SUPOSICIÓN:

ΔP c/d intercambiador de calor = 10 psia

ΔP por los 6 intercambiador de calor "E-01" = $6 \cdot 10 \text{ psia} = 60 \text{ psia}$

ΔP por el Filtro de Carbono = 1 bar = 14.5 psia

ΔP intercambiador "E-02" = 10 psia

Presión en el punto 2, $P'_2 = 180 \text{ psia}$

Presión total en el punto 2, $P_2 = 180 + 60 + 14.5 + 10 = 264.5 \text{ psia}$

Sabiendo que la masa se divide a la mitad para cada punto de descarga. En el punto más alto.

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q \quad \text{Ec.(6.108)}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec.(6.109)}$$

Donde:

m = masa, lb/h

Q = Caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ = Densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga,

$$m_2 = \frac{321232.7516 \text{ lb/h}}{2} = 160616.38 \text{ lb/h}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{160616.38 \text{ lb/h}}{60.27 \text{ lb/pies}^3} = 2664.95 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q = 2664.95 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.7403 \frac{\text{pies}^3}{\text{s}}$$

$$Q = \frac{0.7403 \times 264.2 \times 60}{35.31} = 332.3 \text{ gpm}$$

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE DESCARGA (v):

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p.2-13)

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ec. (6.110)} \quad \text{o} \quad v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. (6.111)}$$

Donde:

v = Velocidad del fluido, pies/s

Q = caudal, pies³/s

Para el cálculo del Área (A):

$$A_2 = \frac{\pi * D_2^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Donde:

D = diámetro interno de la tubería, pies [119]

- Se utiliza una tubería 5" NPS, CED 80S

$$D_2 = 4.813 \text{ plg} = 0.4011 \text{ pies}$$

$$A_2 = \frac{\pi \times (0.4011 \text{ pies})^2}{4} = 0.1263 \text{ pies}^2$$

$$v_2 = \frac{0.7403 \text{ pies}^3/\text{h}}{0.1263 \text{ pies}^2} = 5.86 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS (N_{Re}):

Según Foust, A.S. Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1998) (p.555).

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec.(6.112)}$$

N_{Re} = Número de Reynolds

D = Diámetro interno, pies

v = velocidad del fluido, pies/s

ρ = densidad, pies^3/s

μ = viscosidad dinámica, $\text{lb}/\text{pie} \cdot \text{h}$ [120]

$$N_{Re} = \frac{5.86 \text{ pies/s} \times 0.4011 \text{ pies} \times 60.27 \text{ lb/pies}^3}{1.8177 \text{ lb/pie} \cdot \text{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}$$

$$N_{Re} = 260512 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 2.8 \times 10^5$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF)

Según Foust, A.S. Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1998) (p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec.(6.113)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, $\text{lbf} \cdot \text{pie}/\text{lb}$

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = $32.2 \text{ lb} \cdot \text{pie}/\text{lbf} \cdot \text{s}^2$ [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 1762.0407 \text{ plg} = 146.8367 \text{ pies}$

- Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 40% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.4 \times 146.8367 \text{ pies} = 205.5714 \text{ pies}$$

Para un tubo de 5" de Acero Comercial:

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.00036$

y con $N_{Re} = 2.8 \times 10^5$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.0163$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.0163 \times \left(\frac{205.5714}{0.4011} \right) \times \left(\frac{(5.86)^2}{2 \times 32.2} \right) = 4.453 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o} \quad \text{pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Gean Koplis, C.J. (2003) (p.77). La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 2 y 4:

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

Donde:

z = altura del nivel, pies

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = velocidad, pies/s

P = presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 2 y 4, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba. [121]

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec.(6.114)}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(z_2 - z_4) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_2^2 - v_4^2)}{2g_c} + \Sigma F \quad \text{Ec.(6.115)}$$

LA VELOCIDAD EN EL PUNTO 4 ES:

Siendo: $m_4 = 321232.7516 \text{ lb/h}$

$$Q_4 = \frac{m_4}{\rho} = \frac{321232.7516 \text{ lb/h}}{60.27 \text{ lb/pies}^3} = 5329.89 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q_4 = 5329.89 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 1.4805 \text{ pies}^3/\text{s}$$

Se utiliza una tubería 6"NPS, CED 10S

$$D_4 = 6.3570 \text{ plg} \times \frac{1\text{pie}}{12\text{plg}} = 0.5298\text{pies}$$

$$A_4 = \frac{\pi \times 0.5298^2}{4} = 0.2204 \text{ pies}^2$$

$$v_4 = \frac{1.4805 \text{ pies}^3/\text{s}}{0.2204 \text{ pies}^2} = 6.7171 \text{ pies/s}$$

Siendo:

$$z_4 = 0 \text{ pies}$$

$$z_2 = 546.9784 \text{ plg} = 45.5815 \text{ pies}$$

$$v_4 = 1.4805 \text{ pies/s}$$

$$v_2 = 5.86 \text{ pies/s}$$

$$P_4 = ?$$

$$P_2 = 264.5 \text{ psia}$$

$$\rho = 60.27 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 4.453 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(45.5815 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(5.86^2 - 1.4805^2)}{2 \times 32.2} + 4.453$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = 50.5339 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_4 - P_2 = 50.5339 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 60.27 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 3045.68 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_4 - P_2 = 3045.68 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_4 - P_2 = 21.15 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^2} \text{ o psia}$$

$$P_4 = 21.15 + 264.5 = 285.65 \text{ psia} \quad (\text{Presión de descarga})$$

6.3.1.8.2. Cálculo en el Punto de Succión (Punto 3)

EVALUANDO LOS PUNTOS 1 Y 3 DE LA FIGURA

Siendo:

$$Q_1(\text{caudal 1}) = Q_3(\text{caudal 3}) = Q_4(\text{caudal 4}) = 1.4805 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$D_1(\text{diámetro interior 1}) = D_3(\text{diámetro interior 3}) = D_4(\text{diámetro interior 4}) \\ = 0.5298 \text{ pies}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 1,3 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 1, 3, y 4 son los mismos.

$$v_1(\text{velocidad 1}) = v_3(\text{velocidad 3}) = v_4(\text{velocidad 4}) = 6.7171 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS N_{Re}

Según Foust, A.S. Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

N_{Re} = Número de Reynolds

D = Diámetro interno, pies

v = velocidad del fluido, pies/s

ρ = densidad, pies^3/s

μ = viscosidad dinámica, lb/pie.h [120]

$$N_{Re} = \frac{0.5298 \times 6.7171 \times 60.27}{1.8177/3600}$$

$$N_{Re} = 424762 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 4.2 \times 10^5$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF):

Según Foust, A.S. Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.116)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, lbf.pie/lb

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 294.7445 \text{ plg} = 24.5620 \text{ pies}$

- Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 10% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.1 \times 24.5620 = 27.0182 \text{ pies}$$

Para un tubo de 6" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.0003$

$$\text{Y con } N_{Re} = 4.2 \times 10^5$$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.0154$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.0154 \times \frac{27.0182}{0.5298} \times \frac{6.7171^2}{2 \times 32.2} = 0.5503 \text{ lbf.} \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

La Ecuación de Bernoulli: Según Geankoplis, C.J. (2003) (p. 77).

Tomando los puntos 1 y 3:

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec.(6.114)}$$

Donde:

z = altura del nivel, pies

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = velocidad, pies/s

P = presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 1 y 3, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba [121]

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(z_1 - z_3) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_1^2 - v_3^2)}{2g_c} - \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

Siendo:

$$z_1 = 97.2637 \text{ plg} = 8.1053 \text{ pies}$$

$$z_3 = 0 \text{ pies}$$

$$v_1 = 6.7171 \text{ pies/s}$$

$$v_3 = 6.7171 \text{ pies/s}$$

$$P_1 = 31 \text{ psia}$$

$$P_3 = ?$$

$$\rho = 60.27 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 0.5503 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(8.1053 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(6.7171^2 - 6.7171^2)}{2 \times 32.2} - 0.5503$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = 7.5550 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_3 - P_1 = 7.5550 \text{ lbf.} \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 60.27 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 455.34 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_3 - P_1 = 455.34 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_3 - P_1 = 3.16 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_3 = 3.16 + 31 = 34.16 \text{ psia (Presión de succión)}$$

6.3.1.8.3. Caída de presión en la Bomba

Según Westaway, C.R. & Loomi S, A.W. (1984) (p.1-09)

$$\Delta P = P_{\text{descarga}} - P_{\text{succión}} \quad \text{Ec. (6.117)}$$

$$P_{\text{descarga}} = 285.65 \text{ psia}$$

$$P_{\text{succión}} = 34.16 \text{ psia}$$

Reemplazando datos, se tiene:

$$\Delta P = 285.65 \text{ psia} - 34.16 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 251.49 \text{ psia}$$

6.3.1.8.4. Cálculo del Head de la Bomba

Según Young Okiishi, M. (1999). (p.1774)

$$H = \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.118)}$$

Donde:

H = Head, pies

P_d = Presión de descarga, psia

P_s = Presión de succión, psia

γ = Peso específico, lbf/pies³ [123]

$$\gamma = \rho \cdot g = \rho \text{ (lb/pies}^3\text{)} \times 32.2 \text{ pies/s}$$

$$\gamma = \rho \text{ (lb/pies}^3\text{)}$$

El peso específico es numéricamente igual a la densidad.

$$P_d = 285.65 \text{ psia}$$

$$P_s = 34.16 \text{ psia}$$

$$\gamma = 60.27 \text{ lb/pies}^3$$

$$H = \frac{(285.65 - 34.16) \times 144}{60.27} = 600.868 \text{ pies}$$

6.3.1.8.5. Cálculo de la Potencia de la Bomba

Según Moncada Albitrez, L. (pp. 45-46) y Young Okiishi, M. (1999) (p.174)

POTENCIA DESARROLLADA

Expresada en términos de caballos de potencia, Hp en el sistema ingles denominándose tradicionalmente se denomina fuerza o potencia hidráulica o caballaje de líquido (LHP)

$$LHP = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{550} \quad \text{Ec. (6.119)}$$

Sabiendo que Hp = 550 lbf.pies/s

Donde:

LHP = Caballaje de líquido o potencia hidráulica, Hp.

γ = peso específico, lbf/pies³

Q = caudal del líquido, pies³/s

H = Head, pies [123] [124]

$$\gamma = 60.27 \text{ lbf/pies}^3$$

$$Q = 1.4805 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$H = 600.868 \text{ pies}$$

$$LHP = \frac{60.27 \times 1.4805 \times 600.868}{550}$$

$$LHP = 97.48 \text{ Hp}$$

6.3.1.8.6. Cálculo de la Columna de Succión Positiva Neta

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.77) y Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1998) (p.592).

En ingles: $NPSH_A$: Net Positive Suction Head Available, pies

En español: $CANP_D$: Carga de Aspiración Neta Positiva Disponible, pies.

La carga de Aspiración Neta Positiva $CANP_D$ se define como la diferencia entre la carga estática en la entrada de succión y la carga correspondiente a la presión del vapor del líquido en la entrada de la bomba.

$$CANP_D = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{z_1 \cdot g}{g_c} - \Sigma F \right) - \frac{P_v}{\gamma} \quad \text{Ec.(6.120)}$$

Donde:

P_1 = Presión que actúa sobre la superficie del líquido en el interior de la Columna Desorbedora "C-02", psia.

z_1 = Altura de la superficie del líquido encima de la línea central de la bomba en la entrada de succión, pies.

ΣF = Es la pérdida total por fricción en el sistema de tubería, pies.

P_v = Es la presión de vapor del líquido en la succión de la bomba, psia.

γ = Peso específico, lbf/pie³.

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s²

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120] y [123]

Siendo:

$$P_1 = 31 \text{ psia}$$

$$z_1 = 97.2637 \text{ plg} = 8.1053 \text{ pies}$$

$$\Sigma F = 0.5503 \text{ pies}$$

$$P_v = 1.011 \text{ psia}$$

$$\gamma = 60.27 \text{ lbf/pie}^3$$

$$CANP_D = \left(\frac{31 \times 144}{60.27} + \frac{8.1053 \times 32.2}{32.2} - 0.5503 \right) - \frac{1.011 \times 144}{60.27}$$

$$CANP_D = 79.21 \text{ pies}$$

6.3.1.8.7. Resultados obtenidos

$$CANP_D = 79.21 \text{ pies}$$

$$Head = 601 \text{ pies}$$

$$LHP = 97.48 \text{ Hp}$$

$$P_{descarga} = 285.65 \text{ psia}$$

$$P_{succión} = 34.16 \text{ psia}$$

6.3.1.9. DISEÑO DE LA BOMBA DE REFLUJO DEL CONDENSADO DE LA CABEZA DE LA COLUMNA DESORBEDORA B-02

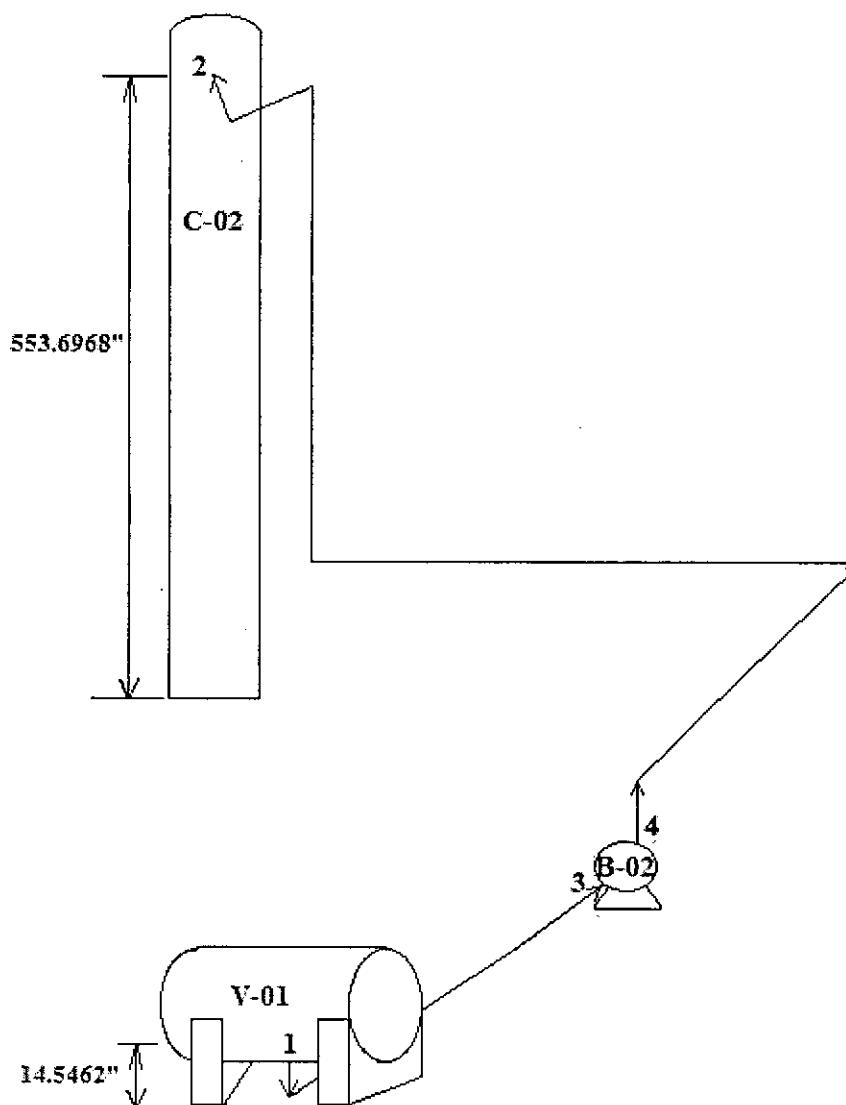


Figura 6.54: Diseño de la Bomba de Reflujo del Condensado de la Cabeza de la Columna Desorbedora B-02
Fuente: Las Autoras

PROPIEDADES FÍSICAS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

Botellón de Reflujo de la Regeneradora, V-01 a T=120°F y P= 27 psia

Cuadro 6.94: Composición que sale del regenerador y recircula

Componentes	% molar salida	Xi	lbmol/h salida	lb/h
H2O	98.77	0.9877	538.3626	9690.5270
MDEA	1.23	0.0123	6.7265	801.6020
TOTAL	100.00	1.0000	545.0892	10492.1291

Fuente: Las autoras

DATOS

Según HYSYS vs.7.0

Para fluidos incompresibles:

- viscosidad dinámica o absoluta, $\mu = 0.6879 \text{ cp} = 1.665 \text{ lb/pie.h}$
- Densidad, $\rho = 62.09 \text{ lb/pies}^3$
- Presión de vapor, $P_v = 0.05137 \text{ psia}$

6.3.1.9.1. Cálculos referidos a la Descarga (Punto 4)

EVALUANDO LOS PUNTOS 2 Y 4 DE LA FIGURA

Presión en el punto 2, $P_2 = 33 \text{ psia}$

Sabiendo que la masa se divide a la mitad para cada punto de descarga. En el punto más alto.

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q \quad \text{Ec. (6.108)}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. (6.109)}$$

Donde:

m = Masa, lb/h

Q = Caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ = Densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga, m_2

$$m_2 = 10492.13 \text{ lb/h}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{10492.13 \text{ lb/h}}{62.09 \text{ lb/pies}^3} = 168.98 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q = 168.98 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$Q = 0.0469 \frac{\text{pies}^3}{\text{s}}$$

$$Q = \frac{0.0469 \times 264.2 \times 60}{35.31} = 21.1 \text{ gpm}$$

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE DESCARGA (v):

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p. 2-13).

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ec. (6.110)} \quad \text{o} \quad v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. (6.111)}$$

Donde:

v = velocidad del fluido, pies/s

Q = caudal, pies^3/s

Para el cálculo del Área (A):

$$A_2 = \frac{\pi * D_2^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Donde:

D = diámetro interno de la tubería, pies [119]

- Se utiliza una tubería 1 1/4" NPS, CED 40S

$$D_2 = 1.38 \text{ plg} = 0.1150 \text{ pies}$$

$$A_2 = \frac{\pi \times (0.1150 \text{ pies})^2}{4} = 0.0104 \text{ pies}^2$$

$$v_2 = \frac{0.0469 \text{ pies}^3/h}{0.0104 \text{ pies}^2} = 4.52 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS (N_{Re}):

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W. Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.555).

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

N_{Re} = Número de Reynolds

D = Diámetro interno, pies

v = Velocidad del fluido, pies/s

ρ = Densidad, pies^3/s

μ = Viscosidad dinámica, lb/pie.h [120]

$$N_{Re} = \frac{4.52 \text{ pies/s} \times 0.1150 \text{ pies} \times 62.09 \text{ lb/pies}^3}{1.6647 \text{ lb/pie.h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}$$

$$N_{Re} = 69781 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 7 \times 10^4$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF)

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W. Maus, L., Andersen, L.B. (1988). (p.555).

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.113)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, lbf.pie/lb

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 1200.54 \text{ plg} = 100.045 \text{ pies}$

- Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 20% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.2 \times 100.045 \text{ pies} = 120.05 \text{ pies}$$

Para un tubo de 1 1/4" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.0014$

Y con $N_{Re} = 7 \times 10^4$

El factor de fricción "f" se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.024$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.024 \times \left(\frac{120.0538}{0.1150} \right) \times \left(\frac{(4.52)^2}{2 \times 32.2} \right) = 7.945 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o} \quad \text{pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Genakoplis, C.J. (2003) (p.77). La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 2 y 4:

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

Donde:

z = altura del nivel, pies

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = velocidad, pies/s

P = presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha),
lbf.pie/lb

En estos puntos 2 y 4, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba. [121]

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(z_2 - z_4) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_2^2 - v_4^2)}{2g_c} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 2 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 2 y 4 son las mismas.

Siendo:

$z_4 = 0$ pies

$z_2 = 553.6968$ plg = 46.1414 pies

$v_4 = 4.5191$ pies/s

$v_2 = 4.5191$ pies/s

$P_4 = ?$

$P_2 = 33$ psia

$\rho = 62.09$ lb/pie³

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 7.945 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(46.1414 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(4.5191^2 - 4.5191^2)}{2 \times 32.2} + 7.945$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = 54.0867 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_4 - P_2 = 54.0867 \text{ lbf.} \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 62.09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 3358.24 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_4 - P_2 = 3358.24 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_4 - P_2 = 23.32 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_4 = 23.32 + 33 = 56.32 \text{ psia (Presión de descarga)}$$

6.3.1.9.2. Cálculo en el Punto de Succión (Punto 3)

EVALUANDO LOS PUNTOS 1 Y 3 DE LA FIGURA

Siendo:

$$Q_1(\text{caudal 1}) = Q_3(\text{caudal 3}) = Q_4(\text{caudal 4}) = 0.0469 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$D_1(\text{diámetro interior 1}) = D_3(\text{diámetro interior 3}) = D_4(\text{diámetro interior 4}) \\ = 0.1150 \text{ pies}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 1,3 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 1, 3, y 4 son los mismos.

$$v_1(\text{velocidad 1}) = v_3(\text{velocidad 3}) = v_4(\text{velocidad 4}) = 4.5191 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS N_{Re}

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W. Maus, L., Andersen, L.B. (1998)
(p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

N_{Re} = Número de Reynolds

D = Diámetro interno, pies

v = velocidad del fluido, pies/s

ρ = densidad, pies^3/s

μ = viscosidad dinámica, $\text{lb}/\text{pie} \cdot \text{h}$ [120]

$$N_{Re} = \frac{0.1150 \times 4.5191 \times 62.09}{1.6647}$$

$$N_{Re} = 69781 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 7 \times 10^4$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF):

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W. Maus, L., Andersen, L.B. (1998)
(p.555).

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.116)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, $\text{lb} \cdot \text{pie}/\text{lb}$

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = $32.2 \text{ lb} \cdot \text{pie}/\text{lb} \cdot \text{s}^2$ [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 145.8976 \text{ plg} = 12.1581 \text{ pies}$

- Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 10% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.1 \times 12.1581 = 13.3739 \text{ pies}$$

Para un tubo de 6" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.0014$

Y con $N_{Re} = 7 \times 10^4$

El factor de fricción "f" se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.024$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.024 \times \frac{13.3739}{0.1150} \times \frac{4.5191^2}{2 \times 32.2} = 0.8851 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

La Ecuación de Bernoulli. Según Geankoplis, C.J. (2003) (p.77)

Tomando los puntos 1 y 3:

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec (6.114)}$$

Donde:

z = altura del nivel, pies

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = velocidad, pies/s

P = presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 1 y 3, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba [121]

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(z_1 - z_3) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_1^2 - v_3^2)}{2g_c} - \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

Siendo:

$z_1 = 14.5462 \text{ plg} = 1.2122 \text{ pies}$

$z_3 = 0 \text{ pies}$

$v_1 = 4.5191 \text{ pies/s}$

$v_3 = 4.5191 \text{ pies/s}$

$P_1 = 27 \text{ psia}$

$P_3 = ?$

$\rho = 62.09 \text{ lb/pie}^3$

$g = 32.2 \text{ pies/s}$

$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$

$\Sigma F = 0.8851 \text{ lbf.pie/lb}$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(1.2122 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(4.5191^2 - 4.5191^2)}{2 \times 32.2} - 0.8851$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = 0.3271 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_3 - P_1 = 0.3271 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 62.09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 20.31 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_3 - P_1 = 20.31 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_3 - P_1 = 0.14 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o } \text{psia}$$

$$P_3 = 0.14 + 27 = 27.14 \text{ psia (Presión de succión)}$$

6.3.1.9.3. Caída de Presión en la Bomba

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p.1-09)

$$\Delta P = P_{\text{descarga}} - P_{\text{succión}} \quad \text{Ec. (6.117)}$$

$$P_{\text{descarga}} = 56.32 \text{ psia}$$

$$P_{\text{succión}} = 27.14 \text{ psia}$$

Reemplazando datos, se tiene:

$$\Delta P = 56.32 \text{ psia} - 27.14 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 29.18 \text{ psia}$$

6.3.1.9.4. Cálculo del Head de la Bomba

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.774).

$$H = \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.118)}$$

Donde:

H = Head, pies

P_d = Presión de descarga, psia

P_s = Presión de succión, psia

γ = Peso específico, lbf/pies³ [123]

$$\gamma = \rho \cdot g = \rho (\text{lb/pies}^3) \times 32.2 \text{ pies/s}^2$$

$$\gamma = \rho (\text{lb/pies}^3)$$

El peso específico es numéricamente igual a la densidad.

$$P_d = 56.32 \text{ psia}$$

$$P_s = 27.14 \text{ psia}$$

$$\gamma = 62.09 \text{ lb/pies}^3$$

$$H = \frac{(56.32 - 27.14) \times 144}{62.09} = 67.68 \text{ pies}$$

6.3.1.9.5. Cálculo de la Potencia de la Bomba

Según Moncada Albitres (pp.45-46) y Young Okiishi, M. (1999) (p.774).

POTENCIA DESARROLLADA

Expresada en términos de caballos de potencia, Hp en el sistema ingles denominándose tradicionalmente se denomina fuerza o potencia hidráulica o caballaje de líquido (LHP)

$$LHP = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{550} \quad \text{Ec. (6.119)}$$

Sabiendo que $Hp = 550 \text{ lbf.pies/s}$

Donde:

LHP = Caballaje de líquido o potencia hidráulica, Hp.

γ = Peso específico, lbf/pies^3

Q = Caudal del líquido, pies^3/s

H = Head, pies [123] [124]

$$\gamma = 62.09 \text{ lbf/pies}^3$$

$$Q = 0.0469 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$H = 67.675 \text{ pies}$$

$$LHP = \frac{62.09 \times 0.0469 \times 67.675}{550}$$

$$LHP = 0.36 Hp$$

6.3.1.9.6. Cálculo de la Columna de Succión Positiva Neta

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.776) y Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Anderesen, L.B. (1998) (p.592).

En ingles: $NPSH_A$: Net Positive Suction Head Available, pies

En español: $CANP_D$: Carga de Aspiración Neta Positiva Disponible, pies.

La carga de Aspiración Neta Positiva $CANP_D$ se define como la diferencia entre la carga estática en la entrada de succión y la carga correspondiente a la presión del vapor del líquido en la entrada de la bomba.

$$CANP_D = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{z_1 \cdot g}{g_c} - \Sigma F \right) - \frac{P_v}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.120)}$$

Donde:

P_1 = Presión que actúa sobre la superficie del líquido en el interior del botellón de reflujo de la columna Desorbedora "V-01", psia.

z_1 = Altura de la superficie del líquido encima de la línea central de la bomba en la entrada de succión, pies.

ΣF = Es la pérdida total por fricción en el sistema de tubería, pies.

P_v = Es la presión de vapor del líquido en la succión de la bomba, psia.

γ = Peso específico, lbf/pies³.

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s²

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120] [123]

Siendo:

$$P_1 = 27 \text{ psia}$$

$$z_1 = 14.5462 \text{ plg} = 1.2122 \text{ pies}$$

$$\Sigma F = 0.8851 \text{ pies}$$

$$P_v = 0.05137 \text{ psia}$$

$$\gamma = 62.09 \text{ lbf/pie}^3$$

$$CANP_D = \left(\frac{27 \times 144}{62.09} + \frac{1.2122 \times 32.2}{32.2} - 0.8851 \right) - \frac{0.05137 \times 144}{62.09}$$

$$CANP_D = 62.83 \text{ pies}$$

6.3.1.9.7. Resultados obtenidos

$$CANP_D = 62.83 \text{ pies}$$

$$Head = 68 \text{ pies}$$

$$LHP = 0.36 \text{ Hp}$$

$$P_{descarga} = 56.32 \text{ psia}$$

$$P_{succión} = 27.14 \text{ psia}$$

6.3.2. DISEÑO DE EQUIPOS DE LA PLANTA DE ÁCIDO SULFÚRICO DE GAS ÁCIDO HÚMEDO (WET SULFURIC ACID-WSA)

Entre los equipos principales están: El Incinerador “R-01” (Quemador y Horno de reacción térmica), Caldera de Calor Residual “E-05”, Convertidor SO₂ “R-02”, el Condensador WSA “E-06”.

Entre los equipos auxiliares están: El Enfriador de Placas de H₂SO₄ “E-07”, Tanque de circulación de H₂SO₄ “T-01”, Tanque de almacenamiento de H₂SO₄ producido “T-02”, Bomba de circulación de H₂SO₄ “B-03”, Bomba de transporte de H₂SO₄ “B-04”.

6.3.2.1.DISEÑO DEL INCINERADOR R-01

Según Ruichang, L.Y. (p.10)

LOS PUNTOS CLAVE DE DISEÑO

Las “3T” en el horno de reacción son muy importante, los cuales juegan un importante rol en el diseño y funcionamiento fiable del equipo. Tiempo de residencia, temperatura y turbulencia de mezcla son las llamadas 3 T.

Las 3Ts están interrelacionadas y son eliminables. La alta temperatura de reacción y la turbulencia de la mezcla puede acortar el tiempo de reacción. Es usualmente entre 0.7-

1.2 segundos. El largo tiempo de residencia causa en el equipo residuos o incluso causa reacción reversible. La más alta temperatura en el horno es mejor, pero es mejor no más de 1400°C, la alta temperatura puede dar una pesada carga para el material del horno y la preservación del calor. Si el sistema de reacción necesita un combustible extra para la combustión, esto puede causar en el sistema de control se vuelva duro y difícil (en este caso no es necesario un combustible extra).

La mezcla turbulenta del horno es garantizada por el ciclón y la velocidad de mezcla de ácido y aire. El vector velocidad causado por la pérdida de presión en el quemador es la principal fuerza para la turbulencia de la mezcla. La principal parte del quemador es el ciclón, el cual cubre la transformación del suministro del aire dentro del vector del circuito radial. El coeficiente de la turbulencia de la mezcla está normalmente no más de 0.65. El anillo restrictor está situado en el corazón, hace la mezcla de completa del combustible.

El tiempo de Residencia esta entre, τ : 0.7-1.2 s

Tomando el tiempo de residencia promedio, $\tau_{prom} = 0.95$ s

El coeficiente de la turbulencia de la mezcla = 0.65 [60]

Según Scott Fogler, H. (2001) (pp. 41-42, 66-69). El espacio tiempo τ , se obtiene dividiendo el volumen del reactor entre la velocidad de flujo volumétrico que entra al reactor.

$$\tau = \frac{V}{v_0} \quad \text{Ec. (6.121)}$$

Dónde:

τ =Tiempo de residencia, s

V = Volumen del reactor, pies³

v_0 = Velocidad de flujo volumétrico entrante, pies³/s

El espacio-tiempo es el tiempo necesario para procesar un volumen de gas basado en las condiciones de entrada. El tiempo que este gas tarda en entrar al reactor en su totalidad es el espacio-tiempo. También se llama tiempo de retención o tiempo medio de residencia.

Siendo la Velocidad de flujo molar alimentada de la especie A, F_{A_0} (lbmol/s), es simplemente el producto de la concentración entrante, C_{A_0} (lbmol/pies³), por la velocidad de flujo volumétrico entrante, v_0 (pies³/s)

$$F_{A_0} = v_0 \cdot C_{A_0} \quad \text{Ec. (6.122)}$$

En sistemas gaseosos, C_{A_0} puede calcularse a partir de la temperatura y presión entrante usando la ley de los gases ideales. Para un gas ideal, véase:

$$C_{A_0} = \frac{P_{A_0}}{R \cdot T_0} = \frac{y_{A_0} \cdot P_0}{R \cdot T_0} \quad \text{Ec. (6.123)}$$

Reemplazando la Ec.(6.123) en la Ec.(6.122)

$$F_{A_0} = v_0 \cdot C_{A_0} = v_0 \cdot \frac{y_{A_0} \cdot P_0}{RT_0} \quad \text{Ec. (6.124)}$$

Dónde:

F_{A_0} = Velocidad de flujo molar alimentada de la especie A, lbmol/s

v_0 = Velocidad de flujo volumétrico entrante, pies³/s

C_{A_0} = Concentración entrante de la especie A, lbmol/pies³

y_{A_0} = Fracción molar entrante de la especie A

P_0 = Presión global entrante, psia

$P_{A_0} = y_{A_0} \cdot P_0$, presión parcial entrante de la especie A, psia

T_0 = Temperatura entrante, °F

R = Constante de los gases ideales.

R = 10.732 psi.pie³/ (lbmol. R) Constante de los gases ideales [82]

Siendo las condiciones de entrada del Gas ácido que sale del Botellón de Reflujo de la Columna Desorbedora, V-01:

$$F_{A_0} = 524.9095 \text{ lbmol/h} = 0.1458 \text{ lbmol/s}$$

$$T = 120^\circ\text{F} = 492\text{R}$$

$$P = 27.0 \text{ psia}$$

$$y_{A_0} = 0.7804$$

Reemplazando en la Ec. (6.123), $C_{A_0} = 3.99 \times 10^{-3} \text{ lbmol/pies}^3$

De la Ec. (6.122),

$$F_{A_0} = C_{A_0} \cdot v_0$$

$$v_0 = \frac{F_{A_0}}{C_{A_0}} \quad \text{Ec. (6.125)}$$

$$v_0 = 131544.86 \text{ pies}^3/\text{h} = 36.54 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$\text{Tiempo de Residencia, } \tau = \frac{V}{v_0}$$

Y de la Ec. (6.121)

$$V = \tau \cdot v_0$$

$$V = 0.95 \text{ s} (36.5402 \text{ pies}^3/\text{s}) = 34.71 \text{ pies}^3 = 0.9831 \text{ m}^3$$

De la figura de "Claus Sulfur Recycle Equipments Handbook". Luo Yang Ruichang Petro-Chemical Equipment Co., Ltd. (p.8).

$$\frac{L}{D} = 2.2 \quad L = 2.2 \cdot D$$

Dónde:

D: Diámetro del Incinerador

L: Largo del Incinerador

Siendo:

$$\text{Volúmen, } V: V = A \cdot L \quad \text{Ec. (6.126)}$$

$$\text{Área, } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Reemplazando la Ec. (6.48) en la Ec. (6.126)

$$V = A \cdot L = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) (2.2D) = 0.55 \cdot \pi \cdot D^3 \quad \text{Ec. (6.127)}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{0.55 \cdot \pi}} \quad \text{Ec. (6.128)}$$

$$D = 2.72 \text{ pies} = 0.83 \text{ m}$$

$$L = 5.98 \text{ pies} = 1.82 \text{ m}$$

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L. & Andersen, L.B. (1998) (p.555)

El Número de Reynolds en la entrada del Incinerador "R-01" es:

$$N_{Re} = v * \rho * D_i / \mu \quad \text{Ec.(6.112)}$$

Dónde:

N_{Re} : Número de Reynolds

v : Velocidad del fluido (gas ácido) en la tubería de entrada al Incinerador

ρ : Densidad del fluido (gas ácido)

D_i : Diámetro interno de la tubería de ingreso al Incinerador [120]

Siendo:

Velocidad de flujo volumétrico entrante, $v_o = 131544.8581 \text{ pies}^3/\text{h}$

Según HYSYS vs. 7.0, con los componentes a la entrada:

$$\rho = 0.1591 \text{ lb/pies}^3$$

$$\mu = 0.01345 \text{ cP} = 0.0325 \text{ lb/pie.h}$$

$$\text{El área es, } A = \frac{\pi * D_i^2}{4} \quad \text{Ec.(6.103)}$$

$$D_i = 7.981 \text{ plg} = 0.655 \text{ pies}$$

$$A = 0.3474 \text{ pies}^2$$

$$\text{velocidad, } v = \frac{v_o \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{h}} \right)}{A(\text{pies}^2)} \quad \text{Ec.(6.129)}$$

$$v = 378644.6859 \text{ pies/h}$$

Reemplazando en la Ec.(6.80), se tiene: $N_{Re} = 1.23 \times 10^6 > 4000$ (Flujo Turbulento)

Siendo los puntos clave de Diseño que alcanzará el Reactor Térmico (Incinerador), según el proveedor (Luo Yang Ruichang Petro-Chemical Equipment Co., Ltd) al final del proceso, para garantizar un buena performance del equipo.

Cuadro 6.95: Los Tres Puntos clave de Diseño

3T	
Tiempo de residencia, τ =	0.95 s
Temperatura de reacción, T=	2084 °F
El coeficiente de la turbulencia de la mezcla =	0.65

Fuente: Las Autoras

6.3.2.1.1. Acoplamientos

a. Entrada del Gas Ácido al Incinerador:

Gas de entrada:

$$m = 24347.6906 \text{ lb/h} = 405.7948 \text{ lb/min}$$

$$T = 120 \text{ °F}$$

$$P = 27 \text{ psia}$$

$$\rho_s (\text{corregida}) = 0.1591 \text{ lb/pies}^3 \text{ Según HYSYS vs. 7.0}$$

Cuadro 6.96: Composición del gas que ingresa al incinerador

Componentes	% molar	Y_i	lbmol/h	lb/h
H ₂ S	78.04	0.7804	524.9095	17846.9239
CO ₂	21.96	0.2196	147.7447	6500.7667
Total	100.00	1.0000	672.6542	24347.6906

Fuente: Las Autoras

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec. (6.56)

$$405.7948 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.1591)$$

$$D = 7.764 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 8" NPS (Nominal Pipe Size), CED 40S

D_i (diámetro interno)= 7.981 plg

D_o (Diámetro externo)= 8.625 plg

e (espesor)= 0.322 plg

b. Salida del Gas del Incinerador hacia la Entrada de la Caldera de Calor Residual:

Gas de salida:

$m = 216424.4636 \text{ lb/h} = 3607.0744 \text{ lb/min}$

$T = 2084 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 22.5 \text{ psia}$

ρ_s (corregida) = 0.02437 lb/pies³ Según HYSYS vs. 7.0

Cuadro 6.97: Composición del gas de salida del incinerador hacia la entrada de la caldera de calor residual

Componentes	lbmol/h	Y_i	%	lb/h
$\text{N}_{2(g)}$	5105.1679	0.7157	71.57	143965.74
$\text{CO}_{2(g)}$	147.7447	0.0207	2.07	6500.77
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	785.1762	0.1101	11.01	14133.17
$\text{SO}_{2(g)}$	524.9095	0.0736	7.36	33594.21
$\text{O}_{2(g)}$	569.7057	0.0799	7.99	18230.58
Total	7132.7040	1.0000	100.00	216424.46

Fuente: Las Autoras

v (velocidad, pie/min)= 1000 D (para gases) Ec.(6.54)

A (área, pies²)= 0.00545D² Ec.(6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

Reemplazando en la Ec. (6.56) $m = (v)(A)(\rho)$ Ec. (6.56)

$$3607.0744 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.02437)$$

$$D = 30 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 30" NPS (Nominal Pipe Size), CED 10S

D_i (diámetro interno)= 29.376 plg

D_o (Diámetro externo)= 30.000 plg

e (espesor)= 0.312 plg

c. Entrada del Aire para la Combustión en el Incinerador:

Aire de entrada:

$m = 192076.77 \text{ lb/h} = 3201.2796 \text{ lb/min}$

$T = 437 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 15.5 \text{ psia}$

ρ_s (corregida) = 0.04579 lb/pies³ Según HYSYS vs. 7.0

Cuadro 6.98: Composición del aire que ingresa al incinerador para la combustión

Componentes	lbmol/h	lb/h	Y_i	%
O_2	1357.0700	43426.2385	0.2019	20.1870
N_2	5105.1679	143965.7352	0.7594	75.9415
H_2O	260.2666	4684.7993	0.0387	3.8716
Total	6722.5045	192076.7731	1.0000	100.0000

Fuente: Las Autoras

v (velocidad, pie/min)= 1000 D (para gases) Ec.(6.54)

A (área, pies²)= 0.00545D² Ec.(6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

$m = (v)(A)(\rho)$ Ec.(6.56)

Reemplazando en la Ec.(6.56)

$$3201.2796 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.04579)$$

$$D = 23.409 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 24" NPS (Nominal Pipe Size), CED 10

D_i (diámetro interno)= 23.500 plg

D_o (Diámetro externo)= 24.000 plg y e (espesor)= 0.250 plg

6.3.2.2. DISEÑO DE LA CALDERA DE CALOR RESIDUAL (WASTE HEAT BOILER) E-05

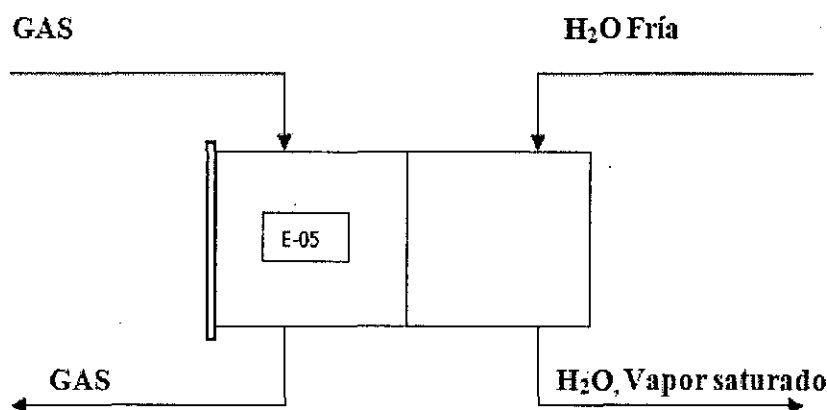


Figura 6.37: Intercambiador E-05 de carcasa y tubos

El intercambiador E-05 es de Carcasa y Tubos.

Según Ruichang, L.Y. (p.15) y Zeeco (2011) (p.4). La caldera de calor residual es utilizada en el horno de gas ácido, es típicamente un horno calentado por fuego en los tubos (pirotubular) es típicamente ubicada directamente corriente abajo del Horno de Reacción, y genera vapor mientras enfría el efluente del horno.

Las multiboquillas de la caldera de calor residual están directamente conectadas con el horno de reacción. Tiene dos funciones: Una es la de recuperar el calor residual, otra es la de enfriar el gas de proceso desde 1140°C a 400°C. Generalmente, la boquilla de entrada del gas de proceso normalmente utiliza tubería de cerámica de alta temperatura.

El Intercambiador E-05 es de carcasa y tubos, donde en los tubos irá el gas producido en el Incinerador “R-01” y el agua irá por el casco. [60] [74]

Según Segun Vargas Marin, M. (2007) (pp.24-25). Las principales ventajas que tienen los cambiadores de carcasa y tubos, destacan las siguientes:

- a. Favorable relación área del intercambiador/volumen de fluido a tratar muy favorable.
- b. Buena disposición mecánica, soporta presiones elevadas, sin darle espesor a la carcasa o a los tubos.
- c. Medidas de Fabricación estándar.

- d. Gran variedad de materiales de construcción.
- e. Fácil de limpiar.
- f. Técnicas de diseño bien establecidas.

El Diseño del Intercambiador se realizara siguiendo recomendaciones de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El cálculo de la superficie total requerida para el intercambio de calor, se efectuara siguiendo la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec.(4.3)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

$MLDT$ = Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de $MLDT$.

Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Calor específico constante y sin cambio de fase en los fluidos, es decir, sin vaporización o condensaciones dentro del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

[106]

$$Q = 80565303.18 \text{ BTU/h}$$

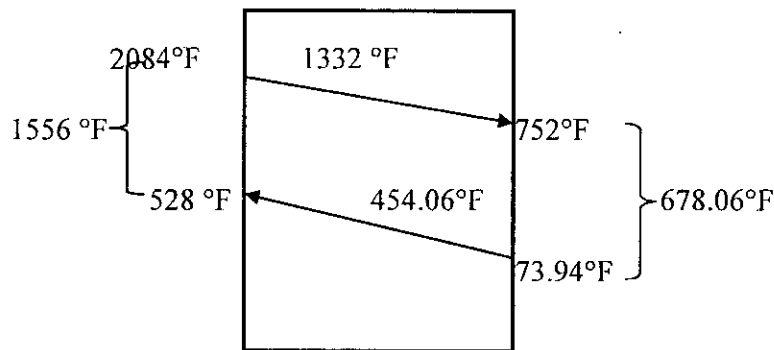
Según Tabla 8 "Valores Aproximados de los Coeficientes Totales para Diseño". Del libro: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. El valor incluye un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lbf/plg² en la corriente que controle. Para Gas (Fluido caliente) y Agua (Fluido frío). Esta entre 2-50 BTU/pies².h.°F

El coeficiente "U" para este servicio toma el valor de:

$$U_{\text{promedio}} = 26.00 \text{ BTU/ pies}^2\text{.h. } ^\circ\text{F}$$

Y con una caída de presión máxima de 10 lbf/plg²

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



Debido que el Agua cambia de fase a los 100°C (212°F), se desglosa en zonas de transferencia de calor.

Según Ludwing, E.E. (1997) (p.72)

La diferencia media de temperatura logarítmica se calcula de la siguiente manera:

$$MLDT = \frac{Q}{\frac{Q_1}{MLDT_1} + \frac{Q_2}{MLDT_2} + \frac{Q_3}{MLDT_3}} \quad \text{Ec. (6.130)}$$

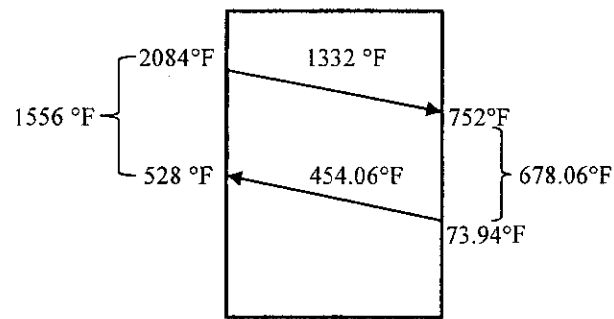
Dónde:

Q = El calor transferido en la sección específica del intercambiador, BTU/h

MLDT = Correspondiente para la respectiva área de transferencia de calor, °F.

Los subíndices 1,2, y 3 segmentos del intercambiador de calor correspondiente a los valores de Q y MLDT. [125]

Desglose de las zonas de transferencia de calor en un intercambiador.

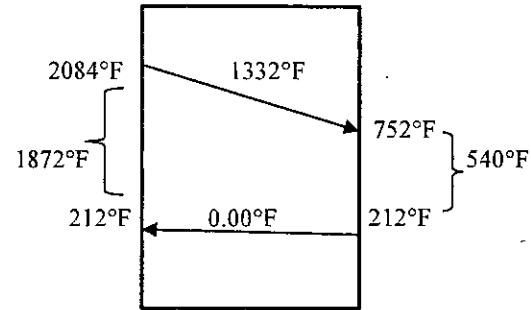


$$MLDT_3 = 960.03^\circ F$$

$$Q_3 = m \cdot h_3$$

$$Q_3 = (64255.2808 \text{ lb/h})(146.00 \text{ BTU/lb})$$

$$Q_3 = 9381286.13 \text{ BTU/h}$$

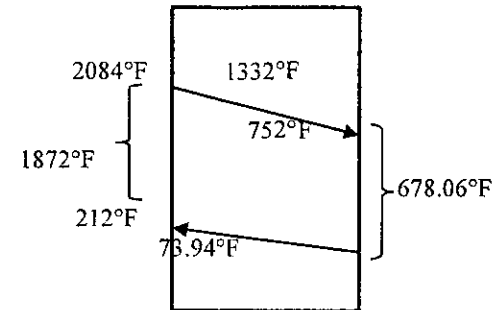


$$MLDT_2 = 1071.43^\circ F$$

$$Q_2 = m \cdot h_2$$

$$Q_2 = (64255.2808 \text{ lb/h})(970.30 \text{ BTU/lb})$$

$$Q_2 = 62346898.94 \text{ BTU/h}$$



$$MLDT_1 = 1175.69^\circ F$$

$$Q_1 = m \cdot h_1$$

$$Q_1 = (64255.2808 \text{ lb/h})(137.53 \text{ BTU/h})$$

$$Q_1 = 8837118.11 \text{ BTU/h}$$

Reemplazando en la Ec. (6.130):

$$MLDT = \frac{80565303.18 \text{ BTU/h}}{\frac{8837118.11 \text{ BTU/h}}{1175.69^\circ F} + \frac{62346898.94 \text{ BTU/h}}{1071.43^\circ F} + \frac{9381286.13 \text{ BTU/h}}{960.03^\circ F}} = 1067.39^\circ F$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{1332^\circ\text{F}}{454.06^\circ\text{F}} = 2.93$$

$$S = \frac{454.06^\circ\text{F}}{(2084^\circ\text{F} - 73.94^\circ\text{F})} = 0.23$$

De la Figura 18 del libro de “Procesos de Transferencia de Calor”. Donald Q. Kern. Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.89$ con 1 paso por el casco y 2 pasos en los tubos.

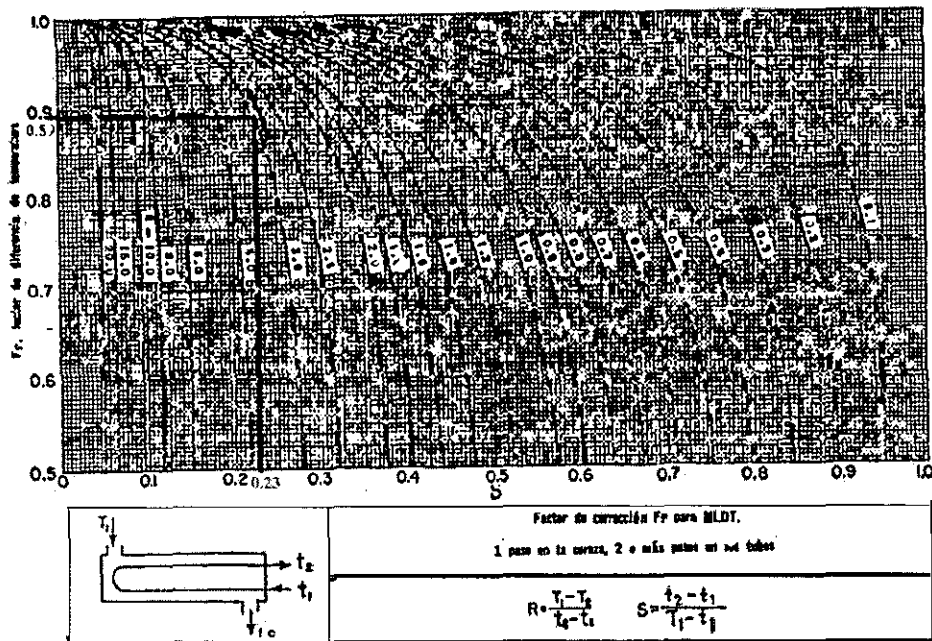


Figura 6.48: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2
Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.18 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT Ec. (4.2)}$$

$$\Delta t = 0.89 \times 1067.39^\circ\text{F} = 949.98^\circ\text{F}$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y el fluido frío respectivamente en °F.

$$T_a = \frac{(2084^{\circ}\text{F} + 752^{\circ}\text{F})}{2} = 1418.00^{\circ}\text{F} \text{ (GAS)}$$

$$t_a = \frac{(73.94^{\circ}\text{F} + 528^{\circ}\text{F})}{2} = 300.97^{\circ}\text{F} \text{ (AGUA)}$$

6.3.2.2.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

Según Marin, M. (2007) (p.42)

Despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor: [106]

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLDT} \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{80565303.18 \text{ BTU/h}}{26.00 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2 \text{h}^{\circ}\text{F}} * 949.98^{\circ}\text{F}} = 3261.824 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.28) Para obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, se realizan los siguientes cálculos.

1. Área por Carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_S), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_S = 3261.824 \text{ pies}^2/1 = 3261.824 \text{ pies}^2$$

2. Características del Cambiador E-05:

Para el servicio que realiza este cambiador y debido que se trata de un servicio corrosivo así como de un cambiador de carcasa y tubos, los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro Donald Q. Kern se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (DE) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies, para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [63]
- Según Vargas Marin, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43

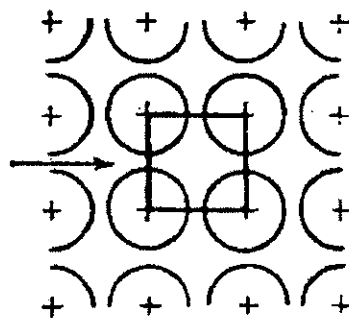


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig.6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $\frac{3}{4}$ plg d_o es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_o ; Diámetro de Tubo = $\frac{3}{4}$ plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

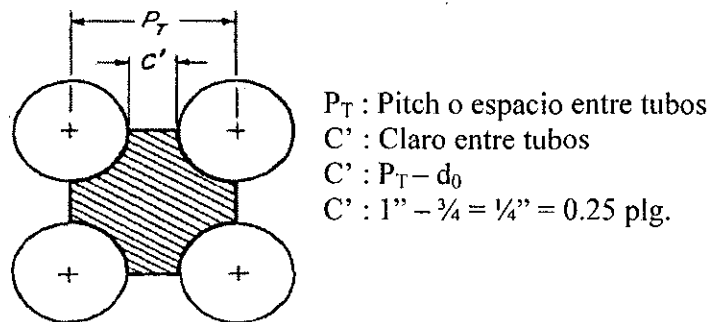


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_T):

Según Bellera Vilar C. Fernandez, E. Serna Centro, A. Domenech Sellas, E. & López de León, L.R. (2010) (pp.11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal.

La largada de los tubos es un poco superior a la típica, pero esa la única forma para que la relación que hay entre la largada de los tubos y el diámetro de carcasa comprendida entre 4 y 6 [114].

Según Calle Cabrea, M. (2011) (pp.36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L-0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L-0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies²), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{3261.824 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20 - 0.5) \text{ pies}} = 852.13 \cong 853 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrada):

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19 \times (853)^{1/2} = 34.76 \cong 35$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT):

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec.(6.92)}$$

$$DOT = (35 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 34.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS):

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec.(6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 1.7plg, de la siguiente manera:

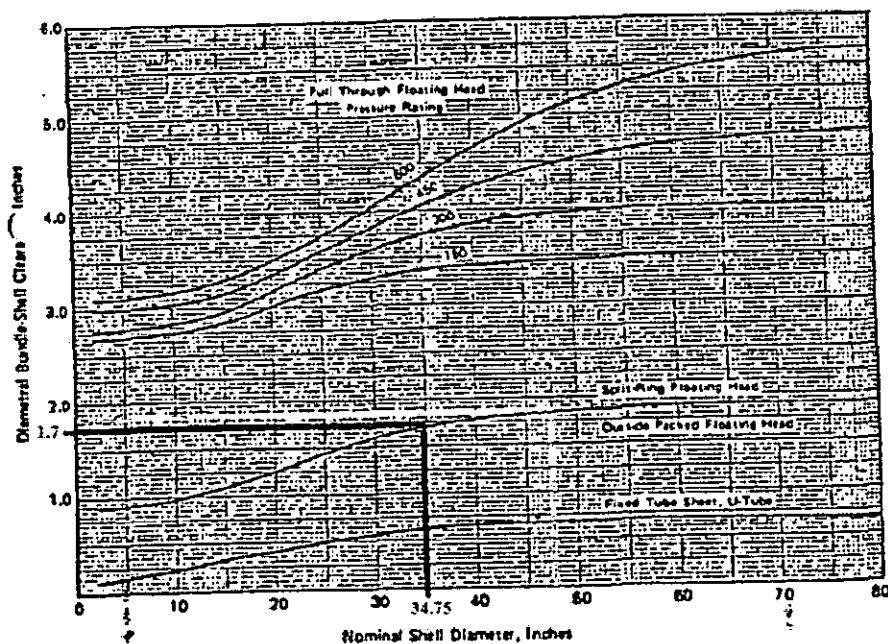


Figura 6.45: Grafico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijacion de los tubos

Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno. Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007.(p.30).

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 34.75 \text{ plg} + 1.7 \text{ plg} = 36.45 \text{ plg} (3.038 \text{ pies}).$$

7. Número de deflectores:

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores E-05 son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:



Figura 6.29: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 20 \text{ pies} / 3.038 \text{ pies} = 6.58 \approx 7 \text{ deflectores}$$

Cuadro 6.99: Resumen de la caldera de calor residual (Waste Heat Boiler) E-05

RESUMEN DEL EQUIPO		
INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	H ₂ O	GAS
Temperatura de entrada (°F)	73.94	2084.00
Temperatura de salida (°F)	528	752.00
Tipo de intercambiador según: TEMA	AES	
Coefficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	26.00	
Longitud de tubos (pies)	20	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AES, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra E se debe a que la carcasa

es de un solo paso, se consideran seis carcassas en serie y por último, la S, cabezal flotante con dispositivo de apoyo, significa que el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 37– 240 TYPE AES

6.3.2.2.2. Acoplamientos

a. Entrada del gas a la caldera de calor residual:

Gas de entrada

$$m = 216424.4636 \text{ lb/h} = 3607.0744 \text{ lb/min}$$

$$T = 2084 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 21.5 \text{ psia}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.02379 \text{ lb/pies}^3 \text{ Según HYSYS vs.7.0}$$

Cuadro 6.100: Composición del gas a la entrada de la caldera de calor residual

Componentes	% molar	Y_i	lbmol/h	lb/h
$\text{N}_{2(g)}$	71.574	0.7157	5105.1679	143965.7352
$\text{CO}_{2(g)}$	2.071	0.0207	147.7447	6500.7667
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	11.008	0.1101	785.1762	14133.1708
$\text{SO}_{2(g)}$	7.359	0.0736	524.9095	33594.2095
$\text{O}_{2(g)}$	7.987	0.0799	569.7057	18230.5813
Total	100.000	1.0000	7132.7040	216424.4636

Fuente: Las autoras

$$v \text{ (velocidad, pie/min)} = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56):

$$3607.0744 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.02379)$$

$$D = 30 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 30" NPS (Nominal Pipe Size), CED 10

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 29.376 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 30.000 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.312 \text{ plg}$$

b. Salida del gas de la caldera de calor residual:

Gas de entrada

$$m = 216424.4636 \text{ lb/h} = 3607.0744 \text{ lb/min}$$

$$T = 752 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 21.5 \text{ psia}$$

$$\rho_g = (\text{corregida}) = 0.04995 \text{ lb/pies}^3. \text{ Según HYSYS vs.7.0}$$

Cuadro 6.101: Composición del gas de salida de la caldera del calor residual

Componentes	% molar	Y_i	lbmol/h	lb/h
$N_{2(g)}$	71.574	0.7157	5105.1679	143965.7352
$CO_{2(g)}$	2.071	0.0207	147.7447	6500.7667
$H_2O_{(g)}$	11.008	0.1101	785.1762	14133.1708
$SO_{2(g)}$	7.359	0.0736	524.9095	33594.2095
$O_{2(g)}$	7.987	0.0799	569.7057	18230.5813
Total	100.000	1.0000	7132.7040	216424.4636

Fuente: Las autoras

$$v \text{ (velocidad, pie/min)} = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec.(6.54)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec.(6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56)

$$3607.0744 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.04995)$$

$$D = 23.663 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 26" NPS (Nominal Pipe Size).

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 24.500 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 26.000 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.750 \text{ plg}$$

c. Entrada de H₂O a la Caldera de Calor Residual:

Entrada del agua

$$m = 64255.2808 \text{ lb/h} = 17.8487 \text{ lb/seg}$$

$$T = 73.94 \text{ °F}$$

$$P = 14.7 \text{ psia (líquida)}$$

$$\rho_g \text{ (corregida)} = 62.97 \text{ lb/pie}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = 1/3 (D/2 + 4) \quad \text{(para flujo natural)} \quad \text{Ec. (6.58)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

Reemplazando el diámetro en la Ec.(6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico.

Cuadro 6.102: Iteracion para hallar acoplamiento de entrada de H₂O a la caldera de calor residual

v =	2.216	2.175	2.136
A=	0.153	0.139	0.126
D=	5.295	5.047	4.813
m =	21.321	19.009	16.977
Tamaño del Tubo	5" CED 10S	5" CED 40S	5" CED 80S

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 5"NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 40S

D_i (diámetro interno) = 5.047 plg

D_o (Diámetro externo) = 5.563 plg

e (espesor) = 0.258 plg

d. Salida de H_2O (forma de vapor saturado) de la caldera de calor residual:

Salida del H_2O vapor saturado

$m = 64255.2808 \text{ lb/h} = 17.8487 \text{ lb/seg}$

$T = 528.00 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 870 \text{ psia}$

ρ_g (corregida) 1.48 lb/pie^3 . Según HYSYS vs. 7.0

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v \text{ (velocidad, pie/seg)} = 1/3 (D/2 + 4) \quad \text{(para flujo natural)} \quad \text{Ec. (6.58)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

Reemplazando el diámetro en la Ec.(6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico.

Cuadro 6.103: Iteracion para hallar acoplamiento de salida de H_2O de la caldera de calor residual

v =	6.990	7.063	7.136
A=	1.754	1.840	1.929
D=	17.938	18.376	18.814
m =	18.129	19.224	20.359
Tamaño del Tubo	20" CED 80	20" CED 60	20" CED 40

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 20"NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 60

D_i (diámetro interno)= 18.376 plg

D_o (Diámetro externo)= 20.000 plg

e (espesor)= 0.812 plg

6.3.2.3. DISEÑO DEL CONVERTIDOR DE SO₂ R-02

VELOCIDAD ESPACIAL

Según Scott Fogler, H. (2001) (p.68) y Walas, S.M. (1990) (pp.549-553). La velocidad espacial “SV” se define como la relación de flujo volumétrico “ v_0 ” para el tamaño del reactor “V”.

$$SV = \frac{v_0}{V} \quad \text{Ec. (6.131)}$$

Podría considerarse a primera vista como el recíproco del espacio-tiempo. Sin embargo, llega a haber una diferencia en las definiciones de ambas cantidades. En el espacio-tiempo, la velocidad de flujo volumétrico entrante se mide en las condiciones de entrada, pero en la velocidad espacial a menudo se emplean otras condiciones estándar de presión y temperatura (TPE). Para gases la velocidad espacial comúnmente usada en la industria es la velocidad espacial del gas por hora, GHSV. La velocidad de flujo volumétrico de gas entrante v_0 en la GHSV se mide a temperatura y presión estándar (TPE). (60°F, 1 atm).

$$\text{GHSV} = \frac{v_0' \text{TPE}}{V} \quad \text{Ec. (6.132)}$$

Dónde:

SV= Velocidad espacial, GHSV (pies³ a TPE/h.pies³)

v_0 = Velocidad de flujo volumétrico entrante a TPE, pies³/h

V= Volumen del reactor, pies³

GHSV= ((volumen del gas en pies³ a T, P estándar)/hr)/ (volumen del reactor, pies³) = ((SCF a STP)/hr)/ft³)= GHSV (SCFH del gas de alimentación/cuft). [82]
[83]

Dónde:

ft = pies

cuft = pies³

SCFH= pies³/h

Según Scott Fogler, H. (2001) (pp.41-42). Siendo la Velocidad de flujo molar alimentada de la especie A, F_{A_0} (lbmol/s), es simplemente el producto de la concentración entrante, C_{A_0} (lbmol/pies³), por la velocidad de flujo volumétrico entrante, v_0 (pies³/s)

$$F_{A_0} = v_0 \cdot C_{A_0} \quad \text{Ec.(6.122)}$$

En sistemas gaseosos, C_{A_0} puede calcularse a partir de la temperatura y presión entrante usando la ley de los gases ideales. Para un gas ideal, véase:

$$C_{A_0} = \frac{P_{A_0}}{R \cdot T_0} = \frac{y_{A_0} \cdot P_0}{R \cdot T_0} \quad \text{Ec.(6.123)}$$

Reemplazando la Ec. (6.123) en la Ec. (6.122)

$$F_{A_0} = v_0 \cdot C_{A_0} = v_0 \cdot \frac{y_{A_0} \cdot P_0}{R T_0} \quad \text{Ec.(6.124)}$$

Dónde:

F_{A_0} = Velocidad de flujo molar alimentada de la especie A por cada cama, lbmol/h

v_0 = Velocidad de flujo volumétrico entrante, pies³/s

C_{A_0} = Concentración entrante de la especie A por cada cama, lbmol/pies³

y_{A_0} = Fracción molar entrante de la especie A por cada cama.

P_0 = Presión global entrante, psia

$P_{A_0} = y_{A_0} \cdot P_0$, presión parcial entrante de la especie A, psia

T_0 = Temperatura entrante, °F

R = Constante de los gases ideales.

R = 10.732 psi.pie³/ (lbmol. R) Constante de los gases ideales [82]

En este caso el Convertidor de SO₂ “R-02” será con tres camas catalíticas con enfriamiento entre las camas lográndose una conversión del 98% del SO₂ a SO₃.

Siendo las condiciones de entrada del Gas proveniente del Incinerador, el cual es enfriado en la Caldera de Calor Residual hasta 400°C (752°F).

- **CONVERSION EN LA PRIMERA CAMA DEL 69.2%**

Cuadro 6.104: Conversion del 69.2% en la Primera Cama

Componentes	I etapa 69.2% de conversión			
	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Y _{entrada}	Y _{salida}
N ₂	5105.1679	5105.1679	0.7157	0.7344
CO ₂	147.7447	147.7447	0.0207	0.0213
H ₂ O	785.1762	785.1762	0.1101	0.1130
SO ₂	524.9095	161.6721	0.0736	0.0233
SO ₃	0.0000	363.2374	0.0000	0.0523
O ₂	569.7057	388.0870	0.0799	0.0558
Total	7132.7040	6951.0853	1.0000	1.0000

Fuente: Las Autoras

$$F_{A_0} = 524.9095 \text{ lbmol/h}$$

$$y_{A_0} = 0.0736$$

Condiciones Estándar:

$$T = 32 \text{ }^{\circ}\text{F} = 492 \text{ R}$$

$$P = 14.7 \text{ psia}$$

$$R = 10.732 \text{ psi.pie}^3 / (\text{lbmol} \cdot \text{R})$$

$$\text{Reemplazando en la Ec. (6.123), } C_{A_0} = 2.05 \times 10^{-4} \text{ lbmol/pie}^3$$

$$\text{De la Ec. (6.122)} \quad F_{A_0} = C_{A_0} \cdot v_0 \quad v_0 = \frac{F_{A_0}}{C_{A_0}}$$

$$v_0 = 2562020.68 \text{ pie}^3/\text{h} \text{ (a Temperatura y Presión estándar).}$$

De la Ecuación (6.132):

$$\text{GHSV} = \frac{v_0' \text{TPE}}{V}$$

Se tiene:

$$V = \frac{v_o(a\ TPE)}{SV} \quad \text{Ec.(6.133)}$$

Según la tabla 17.1 de Walas, S.M. (1990). (p.553)

$$SV = 700 \text{ GHSV (pies}^3 \text{ a TPE/h.pies}^3\text{)} [83]$$

Volumen de la primera cama del reactor, $V_1 = 3660.03 \text{ pies}^3 = 103.65 \text{ m}^3$

Según Castro Coronado, D.J.(1974).(p.64). La relación de altura al diámetro en esta clase de reactores es de 1 a 2.

$$\frac{H}{D} = \frac{1}{2} = 0.5 \quad \text{Ec. (6.134)} \quad H = 0.5 D \quad \text{Ec.(6.135)} \quad [126]$$

Dónde:

D: Diámetro del Convertidor de SO_2

H: Altura de cada cama del Convertidor de SO_2

Siendo:

$$\text{Volumen: } V = A.H \quad \text{Ec.(6.136)}$$

$$\text{Área, } A = \frac{\pi.D^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Reemplazando la Ec.(6.48) en la Ec.(6.136)

$$V = A.H = \left(\frac{\pi.D^2}{4}\right)(0.5D) = 1.125.\pi.D^3 \quad \text{Ec.(6.137)}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{0.125 * \pi}} \quad \text{Ec. (6.138)}$$

$$D_1 = 21.04 \text{ pies} = 6.41 \text{ m}$$

$$H_1 = 10.52 \text{ pies} = 3.21 \text{ m}$$

Según Scott Fogler, H. (2001) (p.209). El peso del catalizador, W , y el volumen del reactor, V , se relaciona fácilmente a través de la densidad volumétrica del catalizador, ρ_{cat} , (es decir, $W = \rho_{cat} \cdot V$) [82]

Según Almqvist, M., Andersson, N., Homqvist, A. & Jönsson, J. (2008) (p.52)

$$\rho_{cat} = 350 \text{ Kg/m}^3 = 21.85 \text{ lb/pies}^3 \text{ [81]}$$

$$W = \rho_{cat} \cdot V \quad \text{Ec.(6.139)}$$

$$W_1 = (21.85 \text{ lb/pies}^3) (3660.03 \text{ pies}^3)$$

$$W_1 = 79973.4756 \text{ lb} = 36269.1499 \text{ Kg}$$

- **CONVERSION EN LA SEGUNDA CAMA LA CONVERSIÓN ES DE 25%**

Cuadro 6.105: Conversion del 25% en la Segunda Cama

Componentes	II etapa 25% conversión			
	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	$Y_{entrada}$	Y_{salida}
N ₂	5105.1679	5105.1679	0.7344	0.7414
CO ₂	147.7447	147.7447	0.0213	0.0215
H ₂ O	785.1762	785.1762	0.1130	0.1140
SO ₂	161.6721	30.4448	0.0233	0.0044
SO ₃	363.2374	494.4648	0.0523	0.0718
O ₂	388.0870	322.4733	0.0558	0.0468
Total	6951.0853	6885.4716	1.0000	1.0000

Fuente: Las Autoras

$$F_{A_o} = 161.6721 \text{ lbmol/h}$$

$$y_{A_o} = 0.0233$$

Condiciones Estándar:

$$T = 32\text{ }^{\circ}\text{F} = 492\text{ R}$$

$$P = 14.7\text{ psia}$$

$$R = 10.732\text{ psi}\cdot\text{pie}^3/(\text{lbmol}\cdot\text{R})$$

$$\text{Reemplazando en la Ec.(6.123), } C_{A_0} = 6.48 \times 10^{-5}\text{ lbmol/pie}^3$$

De la Ec.(6.122)

$$F_{A_0} = C_{A_0} \cdot v_0 \qquad v_0 = \frac{F_{A_0}}{C_{A_0}}$$

$$v_0 = 2496784.43\text{ pie}^3/\text{h (Temperatura y Presión estándar)}$$

Y de la Ec.(6.132):

$$\text{GHSV} = \frac{v_0' \text{TPE}}{V}$$

Se tiene

$$V = \frac{v_0(a \text{TPE})}{\text{SV}} \qquad \text{Ec.(6.133)}$$

Según la tabal 17.1 de Walas, S.M. (1990) (p.553)

$$\text{SV} = 700\text{ GHSV (pie}^3\text{ a TPE/h.pie}^3\text{)} [83]$$

$$\text{Volumen de la primera cama del reacto83r, } V_2 = 3566.83\text{ pie}^3 = 101.01\text{ m}^3$$

Como el diámetro es el mismo al de la Primera Cama:

$$D_1 = D_2 = 21.04\text{ pies} = 6.41\text{ m}$$

Siendo:

$$\text{Área, } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad \text{Ec. (6.103)}$$

$$A_2 = 347.83 \text{ pies}^2$$

La altura es:

$$H = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (6.140)}$$

$$H_2 = 10.25 \text{ pies} = 3.13 \text{ m}$$

Según Scott Fogler, H. (2001) (p.209). El peso del catalizador, W, y el volumen del reactor, V, se relaciona fácilmente a través de la densidad volumétrica del catalizador, ρ_{cat} , (es decir, $W = \rho_{\text{cat}} \cdot V$) [82]

Según Almqvist, M., Andersson, N., Holmqvist, A. & Jönson, J. (2008) (p.52)

$$\rho_{\text{cat}} = 350 \text{ Kg/m}^3 = 21.85 \text{ lb/pies}^3 \text{ [81]}$$

$$W = \rho_{\text{cat}} \cdot V \quad \text{Ec. (6.139)}$$

$$W_2 = (21.85 \text{ lb/pies}^3) (3566.83 \text{ pies}^3)$$

$$W_2 = 77937.1260 \text{ lb} = 35345.6354 \text{ Kg}$$

- **TERCERA CAMA LA CONVERSIÓN ES DE 3.8%**

Cuadro 6.106: Conversion del 38% en la Tercera Cama

Componentes	III etapa 3.8% conversión			
	Entrada lbmol/h	Salida lbmol/h	Y_{entrada}	Y_{salida}
N ₂	5105.1679	5105.1679	0.7414	0.7425
CO ₂	147.7447	147.7447	0.0215	0.0215
H ₂ O	785.1762	785.1762	0.1140	0.1142
SO ₂	30.4448	10.4982	0.0044	0.0015
SO ₃	494.4648	514.4113	0.0718	0.0748
O ₂	322.4733	312.5000	0.0468	0.0455
Total	6885.4716	6875.4983	1.0000	1.0000

Fuente: Las autoras

$$F_{A_0} = 30.4448 \text{ lbmol/h} = 0.0085 \text{ lbmol/s}$$

$$y_{A_0} = 0.0044$$

Condiciones Estándar:

$$T = 32^\circ\text{F} = 492 \text{ R}$$

$$P = 14.7 \text{ psia}$$

$$R = 10.732 \text{ psi.pie}^3 / (\text{lbmol} \cdot \text{R})$$

$$\text{Reemplazando en la Ec.(6.123), } C_{A_0} = 1.23 \times 10^{-5} \text{ lbmol/pie}^3$$

De la Ec.(6.122)

$$F_{A_0} = C_{A_0} \cdot v_0 \quad v_0 = \frac{F_{A_0}}{C_{A_0}}$$

$$v_0 = 2473216.42 \text{ pie}^3/\text{h} \text{ (a Temperatura y Presión estándar)}$$

Y de la Ec.(6.132)

$$\text{GHSV} = \frac{v_0' \text{TPE}}{V}$$

Se tiene:

$$V = \frac{v_0(a \text{ TPE})}{\text{SV}}$$

Según la table 17.1 de Walas, S.M. (1990) (p.533)

$$\text{SV} = 700 \text{ GHSV (pie}^3 \text{ a TPE/h.pie}^3) [83]$$

$$\text{Volumen de la primera cama del reactor, } V_3 = 3533.17 \text{ pie}^3 = 100.06 \text{ m}^3$$

Como el diámetro es el mismo de la Primera Cama:

$$D_1 = D_2 = D_3 = 21.04 \text{ pies} = 6.41 \text{ m}$$

Siendo:

$$\text{Área: } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Ec. (6.86)}$$

$$A_3 = 347.83 \text{ pies}^2$$

$$\text{La altura es: } H = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (6.87)}$$

$$H_3 = 10.16 \text{ pies} = 3.10 \text{ m}$$

Según Scott Fogler, H. (2001) (p.209). El peso del catalizador, W, y el volumen del reactor, V, se relaciona fácilmente a través de la densidad volumétrica del catalizador, ρ_{cat} , (es decir, $W = \rho_{\text{cat}} \cdot V$)

Según Almqvist, M., Andersson, N., Holmqvist, A. & Jönsson, J. (2008). (p.52)

$$\rho_{\text{cat}} = 350 \text{ Kg/m}^3 = 21.85 \text{ lb/pies}^3 \quad [81]$$

$$W = \rho_{\text{cat}} \cdot V \quad \text{Ec. (6.139)}$$

$$W_3 = (21.85 \text{ lb/pies}^3) (3533.17 \text{ pies}^3)$$

$$W_3 = 77201.4506 \text{ lb} = 35011.9957 \text{ Kg}$$

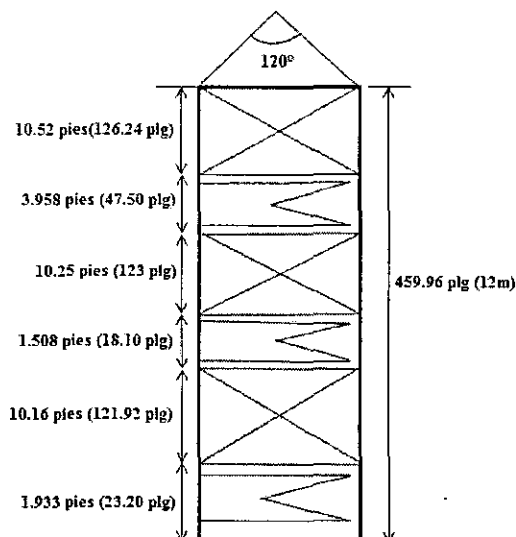


Figura 6.56: Convertidor de SO₂
Fuente: Las Autoras

6.3.2.3.1. Acoplamientos

a. Entrada del gas al convertidor de SO₂:

Gas de entrada:

$$m = 216424.4636 \text{ lb/h} = 3607.0744 \text{ lb/min}$$

$$T = 752 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 15.6 \text{ psia}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.03625 \text{ lb/pies}^3. \text{ Según HYSYS vs.7.0}$$

Cuadro 6.107: Composición del gas que ingresa al convertidor de SO₂

Componentes	lbmol/h	Y _i	%	lb/h
N _{2(g)}	5105.1679	0.7157	71.57	143965.74
CO _{2(g)}	147.7447	0.0207	2.07	6500.77
H ₂ O _(g)	785.1762	0.1101	11.01	14133.17
SO _{2(g)}	524.9095	0.0736	7.36	33594.21
O _{2(g)}	569.7057	0.0799	7.99	18230.58
Total	7132.7040	1.0000	100.00	216424.46

Fuente: Las autoras

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec.(6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec.(6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec.(6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56)

$$3607.0744 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.03625)$$

$$D = 26 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 26" NPS (Nominal Pipe Size).

$$D_i (\text{diámetro interno}) = 25.500 \text{ plg}$$

$$D_o (\text{Diámetro externo}) = 26.000 \text{ plg}$$

e (espesor) = 0.250 plg

b. Salida del gas del convertidor de SO₂:

Gas de salida:

$m = 216424.4636 \text{ lb/h} = 3607.0744 \text{ lb/min}$

$T = 554 \text{ }^{\circ}\text{F}$

$P = 15.5 \text{ psia}$

ρ_g (corregida) = 0.04466 lb/pies³. Según HYSYS vs.7.0

Cuadro 6.108: Composición del gas de salida del convertidor SO₂

Componentes	lbmol/h	Y_i	lb/h
N ₂	5105.1679	0.7425	143965.7352
CO ₂	147.7447	0.0215	6500.7667
H ₂ O	785.1762	0.1142	14133.1708
SO ₂	10.4982	0.0015	671.8842
SO ₃	514.4113	0.0748	41152.9067
O ₂	312.5000	0.0455	10000.0000
Total	6875.4983	1.0000	216424.463559

Fuente: Las Autoras

v (velocidad, pie/min) = 1000 D (para gases) Ec.(6.54)

A (área, pies²) = 0.00545D² Ec.(6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec.(6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56):

$$3607.07 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.04466)$$

$$D = 24.56 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 26" NPS (Nominal Pipe Size).

D_i (diámetro interno)= 24.624 plg

D_o (Diámetro externo)= 26.000 plg

e (espesor)= 0.688 plg

6.3.2.3.2. Cálculo de la Presion de Diseño

Según Cordova Chable, M.A., Villanueva, D.G. Teajada Hernandez, J.L. & Vega Flores, D. (2011) (p.52). La presión de diseño es superior a una presión de operación por 0.9 psi o en un 10%; es decir, cualquiera que sea mayor y que se satisfaga este requerimiento. [105]

$$P = P_O (1 + 0.10) \quad \text{ó} \quad P = P_O + 30 \text{ psi.} \quad \text{Ec.(6.59)}$$

- Presión de operación (P_O) : 0.9 Psig
- Presión de Diseño (P):

$$P = 0.9 (1 + 0.10) = 0.9 \times 1.1 = 0.99 \text{ psi}$$

$$P = 0.9 + 30 = 30.90 \text{ psi}$$

La presión de diseño será, de 30.9 psi.

6.3.2.3.3. Cálculo de la Temperatura de Diseño:

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.10). La temperatura de diseño será como mínimo la temperatura de operación más 20°C. [106]

Temperatura de operación (T_O): 1142.60 °F (617.00 °C)

Temperatura de Diseño (T):

$$T = T_O + 20^\circ C \quad \text{Ec.(6.60)}$$

$$T = 617 + 20 = 637^\circ C (1179^\circ F)$$

La temperatura de diseño será, de 180°F.

6.3.2.3.4. Cálculo de espesor mínimo de pared

Según Vargas Marín, M. (2007). (p.10). Bien por norma o código, o por requerimiento de transporte, etc. Se debe fijar un valor mínimo del espesor de la envolvente. Como guía práctica, el espesor mínimo, excluido el Sobreespesor por corrosión admisible de las envolventes y fondos, será el mayor de los siguientes valores. [106]

- **Según Código ASME. Sección VIII. División 1**

El espesor mínimo del casco y las cabezas utilizadas, hace de los materiales que figuran en la tabla UCS-23; será de 3/32 plg (0.09375 plg) (2.5 mm) incluir una tolerancia a la corrosión

$$\text{Espesor mínimo (t min): } 2.5 + C, (\text{mm}) \quad \text{Ec. (6.61)}$$

Siendo el según el código ASME. Sección VIII. División 1 la tolerancia por corrosión de ¼ plg (0.25 plg) (6 mm).

Entonces se asume el sobreespesor de corrosión de 6 mm, se tiene que:

$$t_{\min} = 2.5 + C = 2.5 + 6 = 8.5 \text{ mm}$$

- **Según la Fórmula:**

$$t_{\min} = \frac{D_i}{1000} + 2.54 + C (\text{mm}) \quad \text{Ec. (6.62)}$$

D_i (Diámetro interior) = 6414.1 mm

$$t_{\min} = \frac{6414.1}{1000} + 2.54 + C$$

$$t_{\min} = 6.4141 + C = 8.9541 + 6 = 14.95 \text{ mm} = 0.5887 \text{ plg}$$

6.3.2.3.5. Cálculo de espesores debido a la presión interna

Según el Código ASME. Sección VIII. División 1. Recomienda un margen adecuado por encima de la presión a la que el recipiente será operado normalmente para permitir aumentos repentinos de la presión en el recipiente hasta el ajuste de la presión.

Cada elemento de un recipiente a presión estará diseñado para al menos la condición más severa de la presión coincidente (incluyendo la cabeza estática coincidente en la posición de funcionamiento) y la temperatura esperada en funcionamiento normal.

CUERPO:

Según el Código ASME. Sección I, así como la sección VIII, requiere uniones en el tope longitudinal y circunferencial para ser examinados por completo por radiografía.

Se utiliza el código de diseño UG-27 Espesor de los depósitos bajo presión interna.

UG-27 (c) Los depósitos cilíndricos.

- Cuando el diseño del recipiente requiere uniones en el tope con soldadura longitudinal totalmente radiografiado, el cuerpo cilíndrico tendrá un factor de eficiencia de la unión (E) de 1.0

Ya que las temperatura de diseño es 637°F, se elegirá SA-516-60 para el envoltente, fondos y soporte (se encuentra en la tabla 3A.1 – carbon Steel and low Alloy Materials).

Como la presión de operación es de 30.9 psig es menor de 3000 psi se trabajará con la División 1 para los depósitos de baja presión, teniendo así la máxima presión admisible de tensión (S) de acuerdo al código ASME. Sección II, tabla 1A. (S = 1841.5 psi). Utilizando las fórmulas suplementarias del espesor cilíndrico, las cuales están en términos del radio externo, y son equivalentes a las del código de Diseño UG – 27 (c).

Para envoltentes cilíndricos (tensión circunferencial)

$$t = \frac{P.R_o}{S.E+0.4P} + C \quad \text{Ec.(6.63)}$$

- Presión de diseño (P): 30.9 psi
- Diámetro interno (D_i) = 252.5357 plg
- Radio exterior (R_o): $\frac{D_i}{2} + t_{min}$ Ec.(6.64)

$$R_o = \frac{252.5357}{2} + 0.5887 = 126.8566 \text{ plg} \cong 126.86 \text{ plg}$$

Utilizando la “Table 1A (CONT'D) del Código ASME Valores Máximos admisibles de tensión para materiales ferrosos”, para temperatura del metal en °C inferior o igual.

- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 637°C : 12.7 MPa

$$12.7 \text{ MPa} \times \frac{10^6 \text{ Pa}}{1 \text{ MPa}} \times \frac{1.45 \times 10^{-4} \text{ psi}}{1 \text{ Pa}} = 1841.5 \text{ psi}$$

- Eficiencia de soldadura (E) : 1.00 (radiografía total)
- Sobreespesor de corrosión (C): $\frac{1}{4} \text{ plg} = 0.25 \text{ plg}$

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E + 0.4P} + C \quad \text{Ec. (6.63)}$$

$$t = \frac{(30.9)(126.86)}{(1841.5)(1.00) + 0.4(30.9)} + 0.25$$

$$t = 2.364 \text{ plg}$$

El espesor estándar adoptado será de 4.5plg (4 1/2")

FONDO SUPERIOR

Según Código ASME. Sección VIII. División I, UG-32 Para el diseño de cabeza bajo presión interna en términos de diámetro externo de la Fig. 1-4, según la temperatura de Diseño (637°C)

TAPA CÓNICA

$$t = \frac{P \cdot D_o}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)} + C \quad \text{Ec. (6.141)}$$

Mínimo espesor requerido de la tapa después de formarse en plg (t):

- Presión interna de diseño (P): 30.90 psig.
- Diámetro interno(Di):252.5357 plg
- Diámetro externo de la falda (D_o): D_i + 2 t_{min}

$$D_o = 252.5357 + 2(2.364) = 253.7132 \text{ plg (6444.33 mm)}$$
- La mitad del ángulo en el vértice (α): 60°
- Tensión admisible del acero al carbono A-516-60 (S) a 637°C: 12.7 MPa (1841.5 psi).
- Eficiencia de la soldadura (E): 1.00(radiografía total)
- Sobreespesor de corrosión (C): ¼ plg = 0.25 plg.
- Tipo de fondo: Cónico

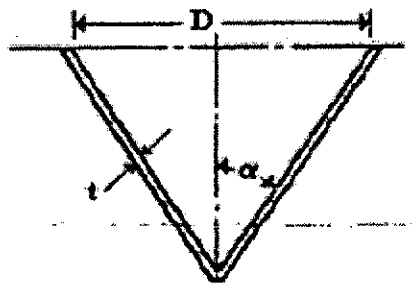


Figura 6.57: Cabeza superior cónico
Fuente: Código ASME. Sección VIII,
Division I, V6-32

Dónde:

$$\cos \alpha = 0.5$$

$$t = \frac{30.90(253.7132)}{2 (0.5)((1841.5)(1.0) + 0.4(30.90))} + 0.25$$

$$t = 4.4789 \text{ plg} = 113.76 \text{ mm}$$

El espesor estándar adoptado será de 4.5 plg (4 1/2")

DIÁMETRO EXTERIOR ES:

$$D_o = D_i + 2 \cdot t \quad \text{Ec. (6.69)}$$

$$D_o = 252.5357 \text{ plg} + 2(4.5 \text{ plg}) = 261.54 \text{ plg (21.79 pies)} = 6.64 \text{ m}$$

6.3.2.4. DISEÑO DE LOS ENFRIADORES DE LAS CAMAS DEL CONVERTIDOR SO₂

6.3.2.4.1. ENFRIADOR DE LA PRIMERA CAMA

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp.24-25). El Enfriador de la primera cama del Convertidor de SO₂ es de carcasa y tubos con tubos que se doblan en forma de U.

Este enfriador se trata como una unidad de flujo en pistón en contracorriente con un factor de corrección F, entre 0 y 1, para tener en cuenta la disminuida eficacia de contacto. En el Agua fluye por los tubos y el gas fluye por el casco.

Las principales ventajas que tienen los cambiadores de carcasa y tubos, destacan:

- a. Favorable relación área del intercambiador/volumen de fluido a tratar.
- b. Buena disposición mecánica, soporta presiones elevadas, sin darle espesor a la carcasa o a los tubos.
- c. Medidas de Fabricación estándar.
- d. Gran variedad de materiales de construcción.
- e. Fácil de limpiar.
- f. Técnicas de diseño bien establecidas.

El Diseño del Intercambiador de calor se realizará siguiendo las recomendaciones de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El cálculo de la superficie total requerida para el intercambio de calor, se efectuará siguiendo la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec.(6.85)}$$

Dónde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

MLDT= Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de MLDT.

Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

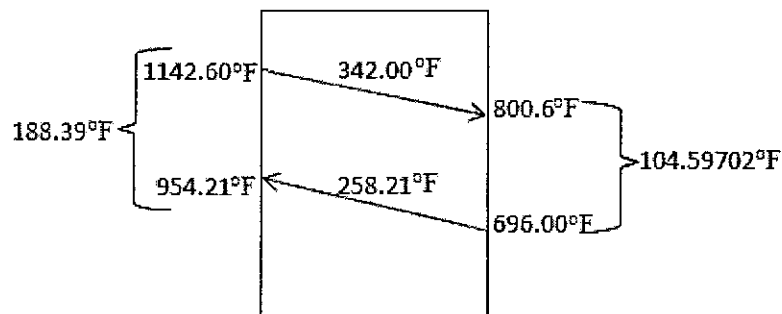
- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

[106]

GAS	AGUA
$T_1 = 1142.6^\circ\text{F}$	$T_1 = 696^\circ\text{F}$
$T_2 = 800.6^\circ\text{F}$	$T_2 = 800.6^\circ\text{F}$

$$Q = 19864876 \text{ BTU/h}$$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, °F)

$$\text{MLDT} = \frac{188.39^\circ\text{F} - 104.60^\circ\text{F}}{\ln\left(\frac{188.39^\circ\text{F}}{104.60^\circ\text{F}}\right)} = 142.41^\circ\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{342.00^\circ\text{F}}{258.21^\circ\text{F}} = 1.325$$

$$S = \frac{258.21^{\circ}\text{F}}{(1142.60^{\circ}\text{F} - 696.00^{\circ}\text{F})} = 0.578$$

De la Fig.19 del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern.

Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.87$ con 2 pasos por el casco y 4 pasos en los tubos.

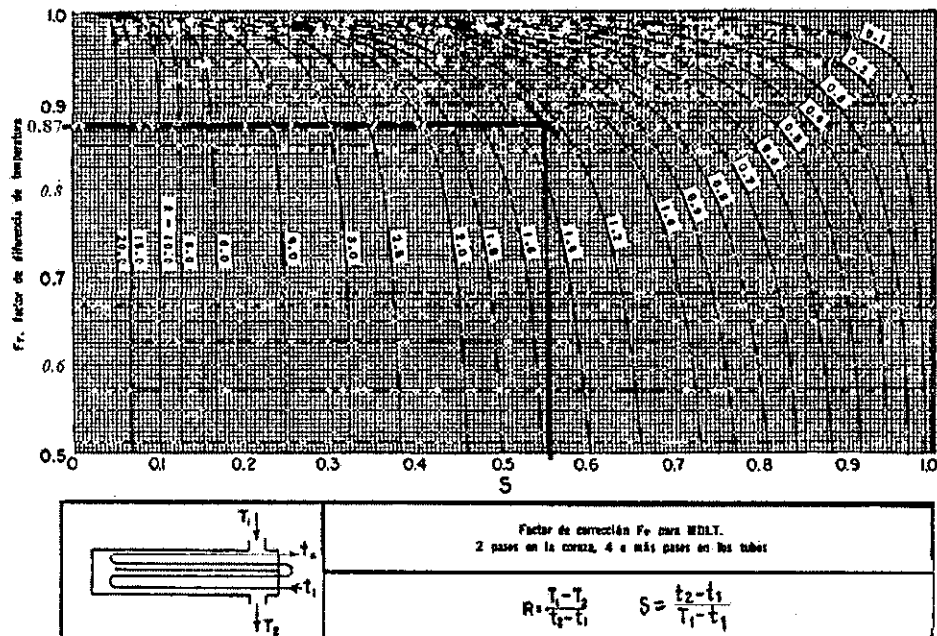


Figura 6.58: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4

Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.19 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT} \quad \text{Ec. (6.86)}$$

$$\Delta t = 0.87 \times 142.41^{\circ}\text{F} = 123.90^{\circ}\text{F}$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y el fluido frío respectivamente en $^{\circ}\text{F}$.

$$T_a = \frac{(1142.60^{\circ}\text{F} + 800.6^{\circ}\text{F})}{2} = 971.60^{\circ}\text{F} \text{ (GAS)}$$

$$t_a = \frac{(696.00^{\circ}\text{F} + 954.21^{\circ}\text{F})}{2} = 825.11^{\circ}\text{F} \text{ (AGUA)}$$

6.3.2.4.1.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

De la Tabla 8 del Libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald. Q. Kern. El coeficiente "U" para este servicio toma el valor de para enfriadores gases (fluido caliente) agua (fluido frío): 2-50 BTU/pies².h. °F, con un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/plg².

En este caso se toma el valor de 35 BTU/pies².h.°F y con una caída de presión máxima de 10 lbf/plg².

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLDT} \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{19864876 \text{ BTU/h}}{35 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2 \text{h}^\circ \text{F}} * 123.90^\circ \text{F}} = 4581.0125 \text{ pies}^2$$

Según Varagas Marin, M. (2007) (p.28). Para poder obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, debemos realizar los siguientes cálculos.

1. Área por carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_s = 4581.0125 \text{ pies}^2/1 = 4581.0125 \text{ pies}^2$$

2. Características del enfriador de la primera cama de convertidor de SO₂:

Los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro Donald Q. Kern se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de ¾

plg. de diámetro (d_0) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies [63], para nuestro caso se elige la longitud del tubo de 16 pies de longitud para el diámetro del convertidor de $D=21.04$ pies.
- Según Vragas Marin, M. (2007). (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990). (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

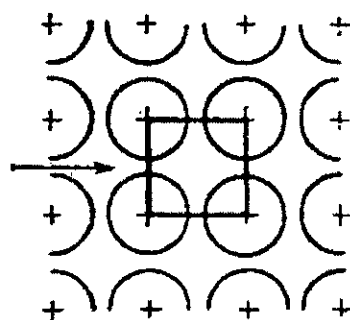


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig.6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $3/4$ plg d_0 es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 16 pies.

d_0 ; Diámetro de Tubo = $3/4$ plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

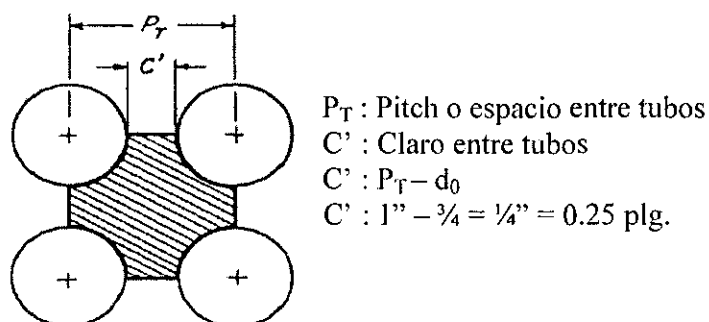


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_T):

Según Bellera Vilar, C., Fernandez, E., Serna Cantero, A., Domenech Sellas, E. & López de León, L.R. (2010) (pp. 11-1, 11-64). Los tubos tienen una largada de 16 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp.36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L - 0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L - 0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo " a " (Superficie externa por pie lineal, pies^2), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{4581.0125 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (16 - 0.5) \text{ pies}} = 1505.60 \cong 1506 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular):

$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19. (1506)^{1/2} = 46.18 \cong 47$$

5. Diámetro nominal de carcasa (DOT):

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec. (6.92)}$$

$$DOT = (47 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 46.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS):

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec.(6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 0.75 plg, de la siguiente manera:

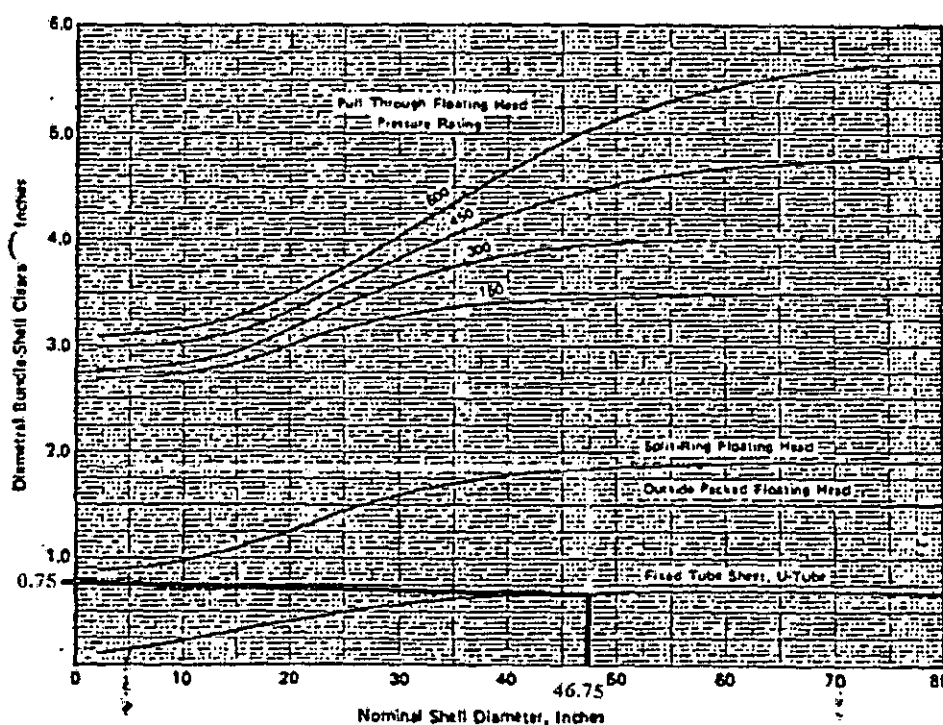


Figura 6.45: Gráfico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijación de los tubos
Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno.
Universidad de Cadiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007.(p.30).

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 46.75 \text{ plg} + 0.75 \text{ plg} = 47.50 \text{ plg} (3.958 \text{ pies}). (1.206 \text{ m})$$

7. Número de deflectores:

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores del enfriador son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:

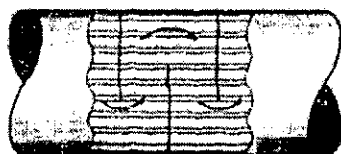


Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 16 \text{ pies}/3.958 \text{ pies} = 4.04 \cong 5 \text{ deflectores}$$

RESÚMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.109: Resumen del enfriador de la primera cama

RESUMEN DEL EQUIPO		
INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	GAS	Vapor saturado
Temperatura de entrada (°F)	1142.60	696.00
Temperatura de salida (°F)	800.60	954.21
Tipo de intercambiador según: TEMA	AFU	
Coefficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	35.00	
Longitud de tubos (pies)	16	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AFU, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra F se debe a que la carcasa es de dos pasos con deflector longitudinal, y por último, la U, haz de tubo en U.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 48–192 TYPE AFU

6.3.2.4.2. ENFRIADOR DE LA SEGUNDA CAMA

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp.24-25). El Enfriador de la segunda cama del Convertidor de SO₂ es de carcasa y tubos con tubos que se doblan en forma de U.

Este enfriador se trata como una unidad de flujo en pistón en contracorriente con un factor de corrección F, entre 0 y 1, para tener en cuenta la disminuida eficacia de contacto. En el Agua fluye por los tubos y el gas fluye por el casco.

Las principales ventajas que tienen los cambiadores de carcasa y tubos, destacan:

- a. Favorable relación área del intercambiador/volumen de fluido a tratar.
- b. Buena disposición mecánica, soporta presiones elevadas, sin darle espesor a la carcasa o a los tubos.
- c. Medidas de Fabricación estándar.
- d. Gran variedad de materiales de construcción.
- e. Fácil de limpiar.
- f. Técnicas de diseño bien establecidas.

El Diseño del Intercambiador de calor se realizará siguiendo recomendaciones de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El cálculo de la superficie total requerida para el intercambio de calor, se efectuará la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

$$Q = U.A.MLDT.F_T \quad \text{Ec.(6.85)}$$

Dónde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U= Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

MLDT= Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de MLDT.

Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

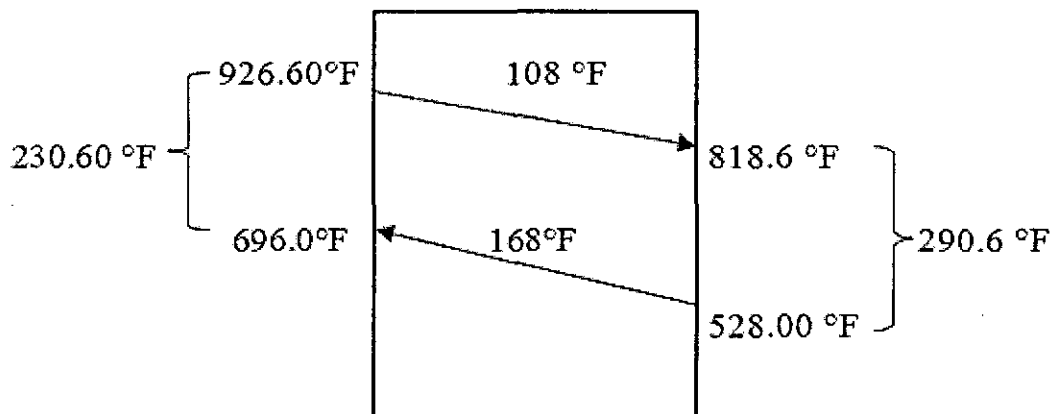
- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

[106]

GAS	AGUA
$T_1 = 926.6^\circ\text{F}$	$T_1 = 528.00^\circ\text{F}$
$T_2 = 818.6^\circ\text{F}$	$T_2 = 696.00^\circ\text{F}$

$$Q = 6211154 \text{ BTU/h}$$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, °F)

$$\text{MLDT} = \frac{290.6^\circ\text{F} - 230.60^\circ\text{F}}{\ln\left(\frac{290.6^\circ\text{F}}{230.60^\circ\text{F}}\right)} = 259.44^\circ\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{108^\circ F}{168^\circ F} = 0.643$$

$$S = \frac{168^\circ F}{(926.60^\circ F - 528.00^\circ F)} = 0.421$$

De la Figuras 19 del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern.

Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.99$ con 2 pasos por el casco y 4 pasos en los tubos.

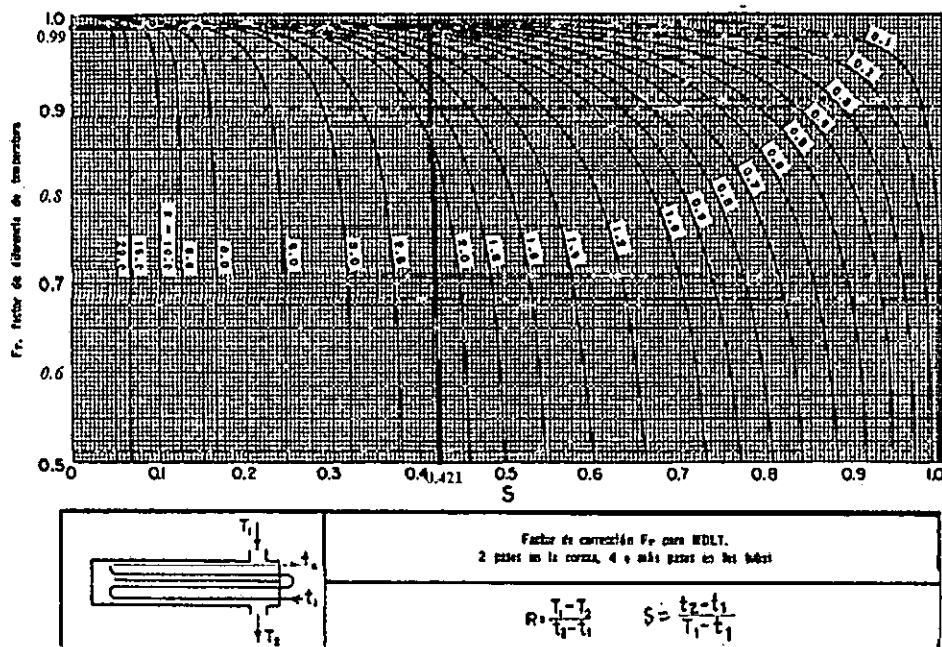


Figura 6.58: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4.

Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.19 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT} \quad \text{Ec. (6.86)}$$

$$\Delta t = 0.99 \times 259.44^\circ F = 256.85^\circ F$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y el fluido frío respectivamente en $^{\circ}\text{F}$.

$$T_a = \frac{(926.60^{\circ}\text{F} + 818.6^{\circ}\text{F})}{2} = 872.60^{\circ}\text{F} \text{ (GAS)}$$

$$t_a = \frac{(528.00^{\circ}\text{F} + 696.0^{\circ}\text{F})}{2} = 612.00^{\circ}\text{F} \text{ (AGUA)}$$

6.3.2.4.2.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

De la Tabla 8 del Libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald. Q. Kern

El coeficiente " U " para este servicio toma el valor de para enfriadores gases (fluido caliente) agua (fluido frío): $2\text{-}50 \text{ BTU/pies}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{F}$, con un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/plg^2 .

En este caso se toma el valor de $35 \text{ BTU/pies}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{F}$ y con una caída de presión máxima de 10 lbf/plg^2 .

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLDT} \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{6211154 \text{ BTU/h}}{35 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2\text{h}^{\circ}\text{F}} * 256.85^{\circ}\text{F}} = 690.9186 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.28)

Para obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, debemos realizar los siguientes cálculos.

1. Área por carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_s = 690.9186\text{pies}^2/1 = 690.9186\text{pies}^2$$

2. Características del enfriador de la segunda cama de convertidor de SO_2 :

Los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro Donald Q. Kern se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (d_0) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies [63], para nuestro caso se elige la longitud del tubo de 16 pies de longitud para el diámetro del convertidor de $D=21.04$ pies.
- Según Vargas Marin, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

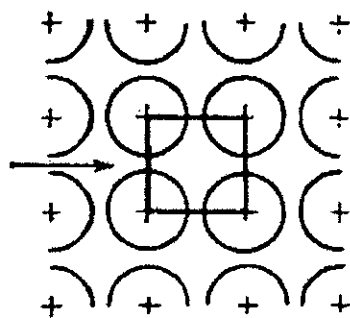


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig.6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $\frac{3}{4}$ plg d_0 es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 16 pies.

d_o ; Diámetro de Tubo = 3/4 plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

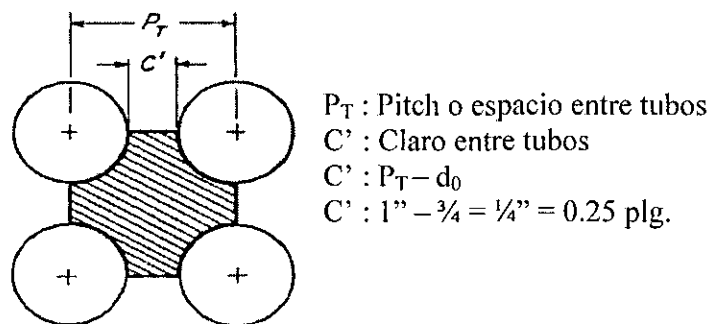


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Números de tubos en cada carcasa (N_t):

Según Bellera Vilar, C., Fernandez, E. Serna Contero, A., Domenech Sellas, E. & Lopez de Leon, L.R. (2010) (pp.11-61, 11-64)

Los tubos tienen una largada de 16 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp.36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L - 0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L - 0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies²), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de 3/4 plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$NT = \frac{690.9186 \text{ pies}^2}{\frac{0.1963 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (16 - 0.5) \text{ pies}} = 227.08 \cong 228 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular):

$$NTC = 1.19(NT)^{1/2} = 1.19 (228)^{1/2} = 17.97 \cong 18$$

5. Diámetro de carcasa (DOT):

$$DOT = (NTC - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec.(6.92)}$$

$$DOT = (18 - 1) (1 \text{ plg}) + 0.75 \text{ plg} = 17.75 \text{ plg.}$$

6. Diámetro interno de la carcasa (DIS):

$$DIS = DOT + LCDD \quad \text{Ec.(6.93)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD 0.35 plg, de la siguiente manera:

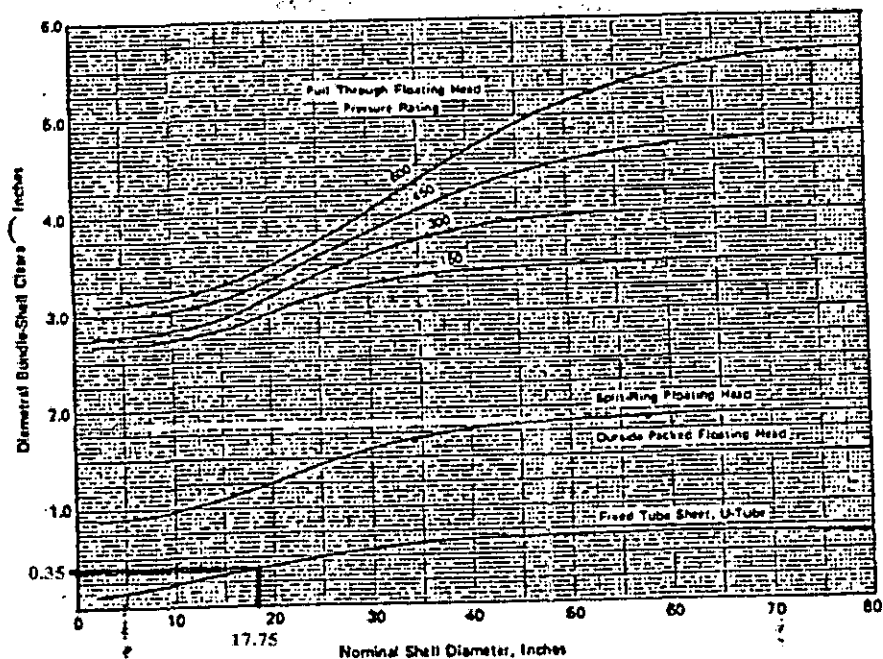


Figura 6.45: Gráfico para hallar LCDD a partir de DOT y el tipo de fijación de los tubos

Fuente: Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno. Universidad de Cádiz. Memoria de Cálculo. Macarena Vargas Marín. 2007. (p.30).

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 17.75 \text{ plg} + 0.35 \text{ plg} = 18.10 \text{ plg} (1.508 \text{ pies}) (0.4597 \text{ m})$$

7. Número de reflectores:

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores del enfriador son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:



Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = \frac{\dot{L}}{DIS} = \frac{16 \text{ pies}}{1.508 \text{ pies}} = 10.6 \cong 11 \text{ deflectores}$$

RESÚMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.100: Resumen del Enfriador de la Segunda Cama

RESUMEN DEL EQUIPO		
INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	GAS	Vapor saturado
Temperatura de entrada (°F)	926.60	528.00
Temperatura de salida (°F)	818.60	696.00
Tipo de intercambiador según: TEMA	AFU	
Coefficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	35.00	
Longitud de tubos (pies)	16	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las Autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AFU, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra F se debe a que la carcasa es de dos pasos con deflector longitudinal, y por último, la U, haz de tubo en U.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 19–192 TYPE AFU

6.3.2.4.3. ENFRIADOR DE LA TERCERA CAMA

Según Vargas Marin, M. (2007) (pp.24-25). El Enfriador de la primera cama del Convertidor de SO₂ es de carcasa y tubos con tubos que se doblan en forma de U.

Este enfriador se trata como una unidad de flujo en pistón en contracorriente con un factor de corrección F, entre 0 y 1, para tener en cuenta la disminuida eficacia de contacto. En el Agua fluye por los tubos y el gas fluye por el casco.

Las principales ventajas que tienen los cambiadores de carcasa y tubos, destacan las siguientes:

- a. Favorable relación área del intercambiador/volumen de fluido a tratar.
- b. Buena disposición mecánica, soporta presiones elevadas, sin darle espesor a la carcasa o a los tubos.
- c. Medidas de Fabricación estándar.
- d. Gran variedad de materiales de construcción.
- e. Fácil de limpiar.
- f. Técnicas de diseño bien establecidas.

El Diseño del Intercambiador de calor se realiza siguiendo recomendaciones de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El cálculo de la superficie total requerida para el intercambio de calor, se efectuara siguiendo la expresión general de diseño para el flujo de calor intercambiado a través de la pared de los tubos que se encuentran en el interior de la carcasa.

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec.(6.85)}$$

Dónde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

MLDT= Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de MLDT.

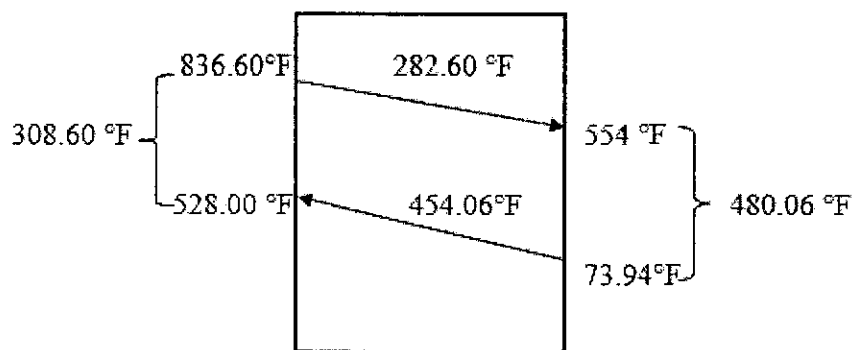
Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

[106]

$$Q = 15897323.56 \text{ BTU/h}$$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



Debido que el Agua cambia de fase a los 100°C (212°F), se desglosa en zonas de transferencia de calor.

Según Ludwig, E.E. (1997) (p.72)

La diferencia media de temperatura logarítmica se calcula de la siguiente manera:

$$MLDT = \frac{Q}{\frac{Q_1}{MLDT_1} + \frac{Q_2}{MLDT_2} + \frac{Q_3}{MLDT_3}} \quad \text{Ec. (6.130)}$$

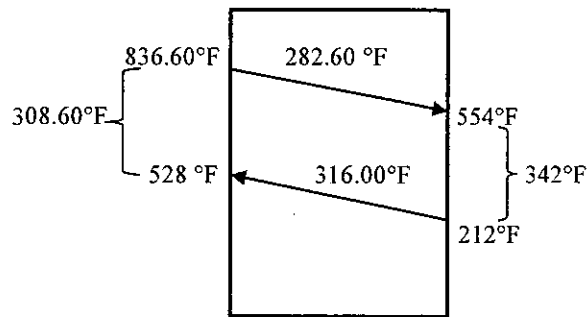
Dónde:

Q = El calor transferido en la sección específica del intercambiador, BTU/h

$MLDT$ = Correspondiente para la respectiva área de transferencia de calor, °F.

Los subíndices 1,2, y 3 segmentos del intercambiador de calor correspondiente a los valores de Q y $MLDT$. [125]

Desglose de las zonas de transferencia de calor en un intercambiador.

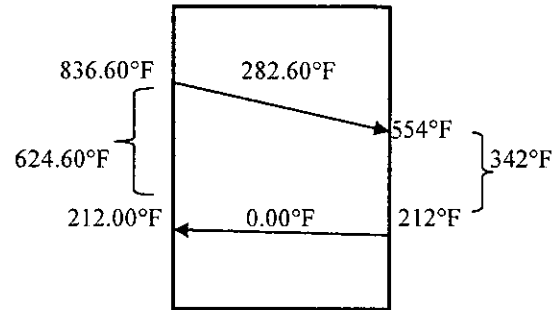


$$MLDT_3 = 325.01^\circ\text{F}$$

$$Q_3 = m \cdot h_3$$

$$Q_3 = (12678.9939 \text{ lb/h})(146.00 \text{ BTU/lb})$$

$$Q_3 = 1851136.10 \text{ BTU/h}$$

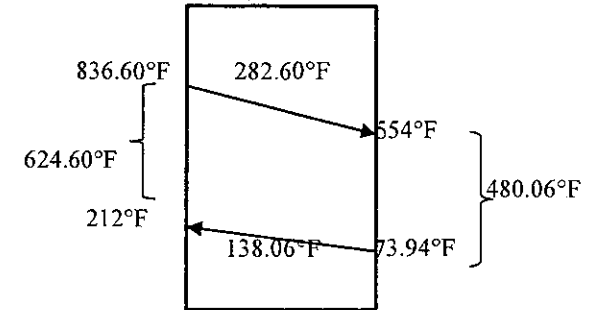


$$MLDT_2 = 469.20^\circ\text{F} \quad MLDT_1 = 549.16^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = m \cdot h_2$$

$$Q_2 = (12678.9939 \text{ lb/h})(970.30 \text{ BTU/lb}) \quad Q_1 = (12678.9939 \text{ lb/h})(137.53 \text{ BTU/h})$$

$$Q_2 = 12302427.79 \text{ BTU/h}$$



$$Q_1 = m \cdot h_1$$

$$Q_1 = 1743759.66 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Reemplazando en la Ec. (130) : } MLDT = \frac{15897323.56 \text{ BTU/h}}{\frac{1743759.66 \text{ BTU/h}}{549.16^\circ\text{F}} + \frac{12302427.79 \text{ BTU/h}}{469.20^\circ\text{F}} + \frac{1851136.10 \text{ BTU/h}}{325.01^\circ\text{F}}} = 453.03^\circ\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{282.60^\circ\text{F}}{454.06^\circ\text{F}} = 0.622$$

$$S = \frac{454.06^\circ\text{F}}{(836.60^\circ\text{F} - 73.94^\circ\text{F})} = 0.595$$

De la Fig. 19 del libro de "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern. Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.96$ con 2 paso por el casco y 4 pasos en los tubos.

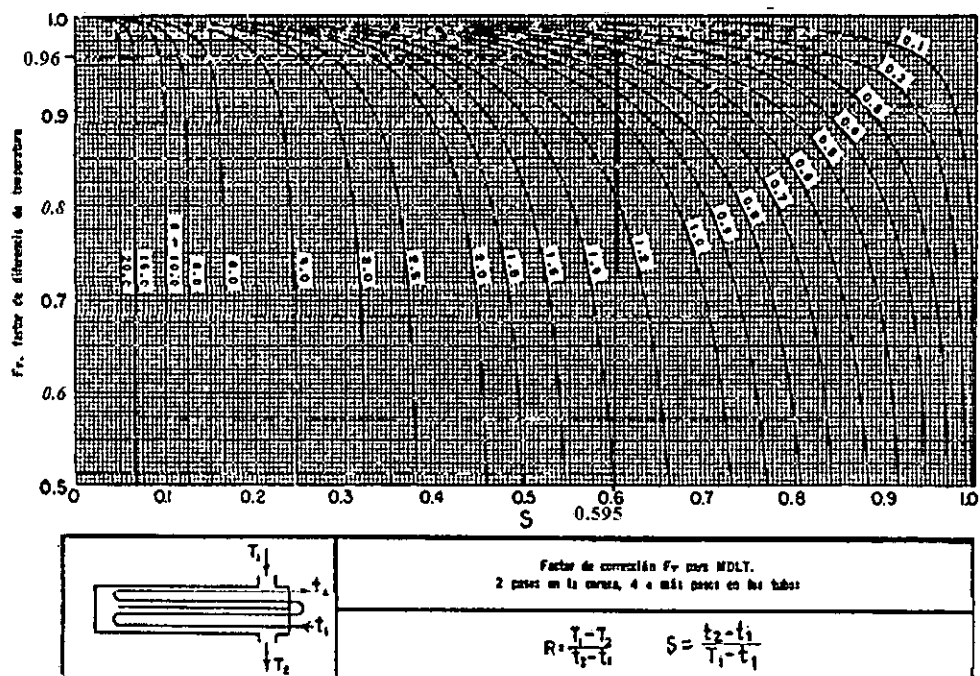


Figura 6.58: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4

Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.19 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT} \quad \text{Ec.(6.86)}$$

$$\Delta t = 0.96 \times 453.03^\circ\text{F} = 434.91^\circ\text{F}$$

Como se supone U constante a través del intercambiador se utilizará las temperaturas promedio T_a y t_a , para el fluido caliente y el fluido frío respectivamente en $^{\circ}\text{F}$.

$$T_a = \frac{(836.60^{\circ}\text{F} + 554^{\circ}\text{F})}{2} = 695.30^{\circ}\text{F} \quad (\text{GAS})$$

$$t_a = \frac{(73.94^{\circ}\text{F} + 528.00^{\circ}\text{F})}{2} = 300.97^{\circ}\text{F} \quad (\text{AGUA})$$

6.3.2.4.3.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

De la Tabla 8 del Libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald. Q. Kern

El coeficiente " U " para este servicio toma el valor de para enfriadores gases (fluido caliente) agua (fluido frío): $2\text{--}50 \text{ BTU/pies}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{F}$, con un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/plg^2 .

En este caso se toma el valor de $35 \text{ BTU/pies}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{F}$ con una caída de presión máxima de 10 lbf/plg^2 .

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLDT} \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{15897323.56 \text{ BTU/h}}{35 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2\text{h}^{\circ}\text{F}} * 434.91^{\circ}\text{F}} = 1044.3697 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.28). Para poder obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, debemos realizar los siguientes cálculos:

1. Área por carcasa.

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_S), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será:

$$A_R = A/N_S = 1044.3697\text{pies}^2/1 = 1044.3697\text{pies}^2$$

2. Características del Enfriador de la Tercera Cama de Convertidor de SO_2 :

Considerando el servicio que realiza este cambiador y que se trata de un servicio corrosivo así como de un cambiador de carcasa y tubos, los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

Los tubos para este servicio estarán fabricados de acero inoxidable. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 10 de Apéndice del libro Donald Q. Kern se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ plg. de diámetro (d_o) exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. [58]

- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies [63], para nuestro caso se elige la longitud del tubo de 16 pies de longitud para el diámetro del convertidor de $D=21.04$ pies.
- Según Vargas Marin, M. (2007) (p.29). El espesor de los Tubos es 2.1 mm. (0.083 plg), el cual corresponde a tubos de 14 BWG de pared. [106]
- Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

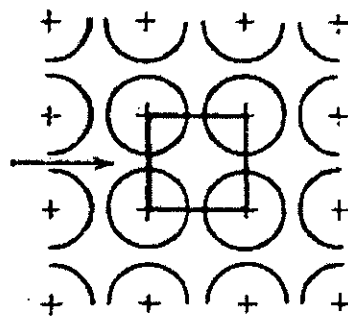


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig.6.43. El espaciado de los tubos (Pitch) P_T es la distancia menor de centro a centro

en tubos adyacentes. El espaciado más común para arreglos cuadrados de tubos $3/4$ plg d_o es un espacio cuadrado de 1 plg. [58]

L ; Longitud de los tubos = 16 pies.

d_o ; Diámetro de Tubo = $3/4$ plg (0.75 plg) = 0.0625 pies.

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 1 plg \square = 0.0833 pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

14 BWG el espesor de pared de tubo = 0.083 plg.

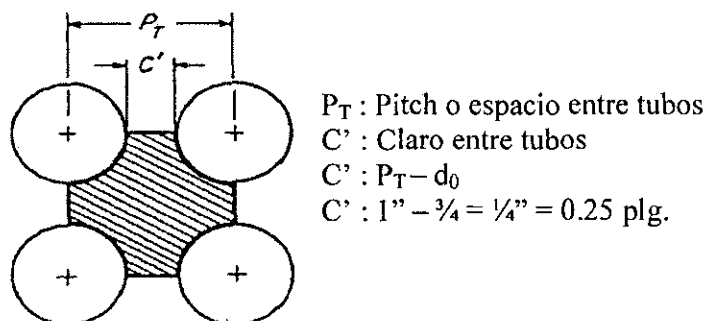


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_t):

Según Bellera Vilar, C., Fernández, E., Serna Cantero, A., Domenech Sellas, E. & López de León, L. R. (2010). (pp. 11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 16 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp. 36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L - 0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L - 0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies^2), tomado de la Tabla 10. Datos de Tubos para Condensadores e Intercambiadores de Calor del libro "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern, para tubos de $3/4$ plg.

$$a'' = \pi d_o = 0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

Se tiene de esta manera que:

$$DIS = DOT + LCDD = 22.75 \text{ plg} + 0.45 \text{ plg} = 23.20 \text{ plg} (1.933 \text{ pies}) (0.5893 \text{ m})$$

7. Número de deflectores:

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor; considerando que los deflectores del enfriador son de tipo segmentado sencillo, se tiene que:

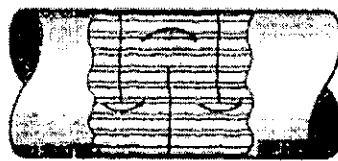


Figura 6.46: Placas deflectoras de tipo segmentado sencillo

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/DIS = 16 \text{ pies} / 1.933 \text{ pies} = 8.28 \cong 9 \text{ deflectores}$$

Cuadro 6.111: Resumen del Enfriador de la Tercera Cama

RESUMEN DEL EQUIPO		
INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	GAS	Vapor saturado
Temperatura de entrada (°F)	836.60	73.94
Temperatura de salida (°F)	554.00	528.00
Tipo de intercambiador según: TEMA	AFU	
Coeficiente U (BTU/pic2.h.°F)	35.00	
Longitud de tubos (pies)	16	
Diámetro externo de tubos (plg)	0.75	
Pitch (plg)	1	
Disposición de tubos	CUADRADA	
14 BWG con un espesor en (plg)	0.083	

Fuente: Las Autoras

La designación del tipo de cambiador por normativa TEMA, consiste en un conjunto de tres letras que describen, en este orden, el tipo de cabezal de distribución o entrada, el tipo de carcasa y tipo de cabezal de retorno. En este caso es de tipo AFU, la letra A aparece porque el canal y la cabeza son desmontables, la letra F se debe a que la carcasa es de dos pasos con deflector longitudinal, y por último, la U, haz de tubo en U.

El nombre completo con el que se designa al intercambiador de calor es (incluyendo el diámetro interno de la carcasa y la longitud de los tubos ambos en pulgadas): [108]

SIZE 24-192 TYPE AFU

6.3.2.5. DISEÑO DEL CONDENSADOR WSA E-06

La función principal del Condensador WSA “E-06” de carcasa y tubos refrigerado por aire, es la de condensar el ácido sulfúrico líquido producido que sale por el fondo del condensador, y se dirige mediante la Bomba de Circulación de Ácido Sulfúrico “B-03” hacia el Tanque de Circulación de Ácido Sulfúrico “T-01”

La ecuación fundamental para la transmisión de calor en este tipo de equipo:

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \cdot F_T \quad \text{Ec. (6.85)}$$

Donde:

Q = Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

U = Coeficiente Global del intercambiador de calor, que tiene en cuenta la resistencia global a la transferencia (BTU/h.pie².°F).

A = Superficie total de intercambio (pie²).

$MLDT$ = Fuerza impulsadora de Temperatura media logarítmica (°F).

F_T = Factor de corrección de $MLDT$.

Los valores para estas variables serán:

$$Q = -18554186.8520 \text{ BTU/h}$$

Dicha ecuación se utiliza suponiendo las siguientes hipótesis:

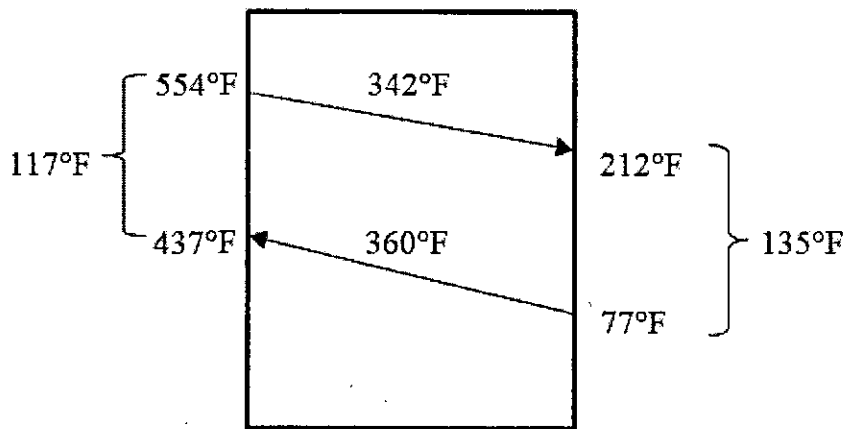
- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de ambos fluidos.
- Igual área de transmisión de calor para cada paso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.

- Calor específico constante y sin cambio de fase en los fluidos, es decir, sin vaporización o condensaciones dentro del intercambiador.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables; y no hay conducción a lo largo de las paredes del intercambiador en las direcciones de flujo de fluidos.

Los valores para estas variables serán:

$$Q = -18554186.8520 \text{ BTU/h}$$

Para el cálculo de MLDT nos ayudamos de la siguiente gráfica:



MLDT (Media Logarítmica de la diferencia de temperatura, °F)

$$MLDT = \frac{135^{\circ}\text{F} - 117^{\circ}\text{F}}{\ln\left(\frac{135^{\circ}\text{F}}{117^{\circ}\text{F}}\right)} = 125.79^{\circ}\text{F}$$

Para el cálculo del factor de diferencia de temperatura (F_T), hallamos primero R y S (Grupo temperatura, adimensional)

$$R = \frac{342^{\circ}\text{F}}{360^{\circ}\text{F}} = 0.950$$

$$S = \frac{360^{\circ}\text{F}}{(554^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F})} = 0.755$$

De la Fig. 21 del libro de "Procesos de Transferencia de Calor". Donald Q. Kern.

Para un intercambiador de calor Caso y Tubo el valor de $F_T = 0.915$ con 4 pasos por el casco y 8 pasos en los tubos.

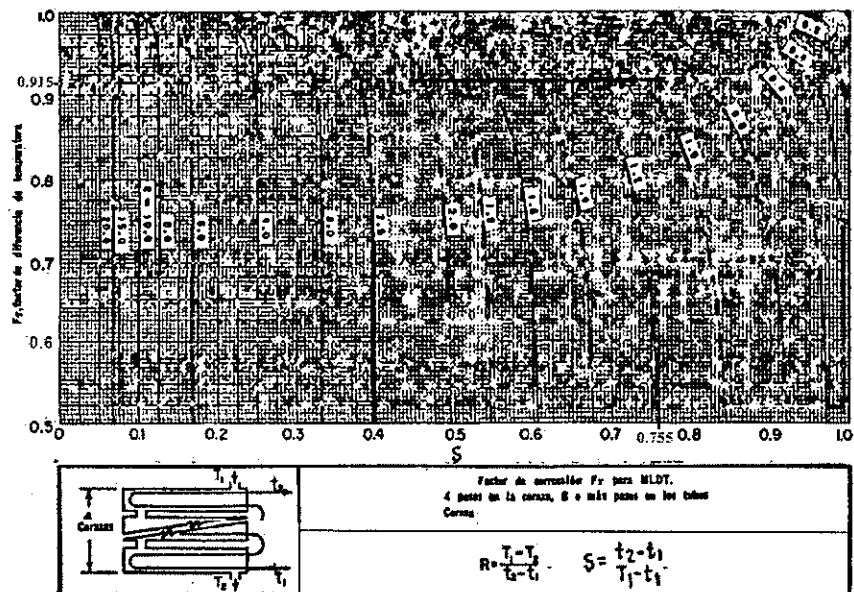


Figura 6.59: Factores de corrección MLDT para intercambiadores 4-8
Fuente: Procesos de Transferencia de Calor. Donald Q. Kern. Fig.21 del Apéndice de Datos para cálculos

Δt (Diferencia verdadera de Temperatura)

$$\Delta t = F_T \times \text{MLDT} \quad \text{Ec. (6.86)}$$

$$\Delta t = 0.915 \times 125.79^\circ\text{F} = 115.09^\circ\text{F}$$

6.3.2.5.1. Cálculo del área de intercambio de calor necesaria, cálculo del número de tubos

De la Tabla 10.51 del libro " Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants". Volumen 3. Third Edition.Ludwig E.E. El valor del Coeficiente Total para Diseño.

Para los Fluidos:

Fluido Caliente: Gases

Fluido Frío: Aire

$$U_{D\text{promedio}} = 20.00 \text{ BTU/h.pie}^2.\text{°F}$$

Por lo tanto, despejando el área de la ecuación de Fourier se obtiene el valor:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLDT} \cdot F_T = U \cdot A \cdot \Delta t$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta t} = \frac{18554186.8520 \text{ BTU/h}}{20 \frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2 \text{h}^\circ\text{F}} * 115.09^\circ\text{F}} = 8060.47 \text{ pies}^2$$

Según Vargas Marin, M. (2007) (p.28). Para poder obtener el diámetro de cada carcasa así como las diferentes características de este cambiador, debemos realizar los siguientes cálculos.

1.Área por Carcasa:

Teniendo en cuenta que el número de Carcasa (N_s), es de 1. Por lo tanto el área requerida (A_R) por carcasa será: [106]

$$A_R = A/N_s = 8060.47 \text{ pies}^2/1 = 8060.47 \text{ pies}^2 = 749.115 \text{ m}^2$$

2.Características del Cambiador E-06:

Para una correcta transferencia de calor, por este equipo circulará el ácido sulfúrico por los tubos, mientras que el aire de enfriamiento fluirá por la carcasa de manera que rodea por completo a dichos tubos para así conseguir una mayor eficacia. Los vapores ácidos, una vez condensados a lo largo del intercambiador, salen como líquido subenfriado.

Los valores típicos y que se adoptan varias de sus características geométricas son los siguientes:

- Los tubos para este servicio estarán fabricados de borosilicato. Según la hoja técnica "DURAN en la Ingeniería de plantas"
- Diámetro externo, $d_0 = 40\text{mm} = 0.1312 \text{ pies} = 1.5748 \text{ plg}$
- Espesor, $e = 2.3 \text{ mm} = 0.0075 \text{ pies} = 0.0906 \text{ plg}$
- Según Walas, S.M. (1990) (p.200). La longitud de los tubos son normalmente de: 8, 12, 16 ó 20 pies [63], para nuestro caso se eligió el de 20 pies de longitud. [106]

Según Kern, D.Q. (1990) (pp.160-161). El arreglo de los tubos recomendable es el de arreglos cuadrados, como se muestra en la Figura 6.43.

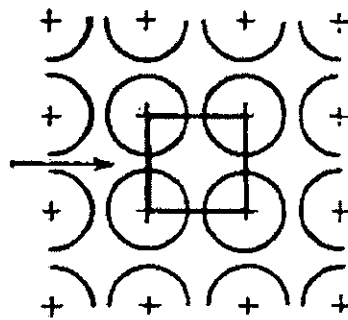


Figura 6.43: Arreglo cuadrado

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Figura 6.43.

Según Peters, M.S. & Timmerhaus, K.D. (p.583). La distancia entre los ejes de dos tubos adyacentes o distancia entre centros se denomina Paso (Pitch) “ P_T ” es en general de 1.25 a 1.50 veces el diámetro del tubo. [127]

$$P_T = 1.50 \cdot d_0 \quad \text{Ec. (6.142)}$$

$$P_T = 1.50 (1.5748 \text{ plg}) = 2.3622 \text{ plg} = 0.1969 \text{ pies} = 60 \text{ mm}$$

L ; Longitud de los tubos = 20 pies.

d_0 ; Diámetro de Tubo = 1.5748 plg = 0.1312 pies

P_T ; Pitch o espacio entre tubos = 2.3622 plg \square = 0.1969pies \square

Disposición cuadrada, debido a su disposición la limpieza es más fácil por el lado de la carcasa.

El espesor de los tubos de vidrio de Borosilicato: 0.0906 plg = 0.0075 pies

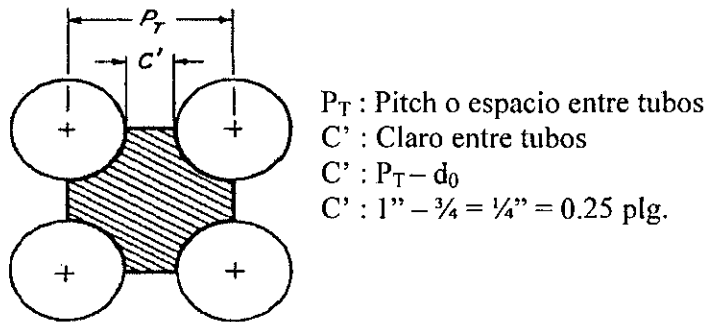


Figura 6.44: Características geométricas de la disposición cuadrada

3. Número de tubos en cada carcasa (N_T):

Según Bellera Vilar, C., Fernandez, E., Serna Contero, A., Domenech Sellas, E. & Lopez de Leon, L.R. (2010) (pp.11-61, 11-64). Los tubos tienen una largada de 20 pies, pero se tienen que restar 0.25 pies por lado, para realizar la conexión con el cabezal. [114]

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp.36-38)

$$N_T = \frac{A_R}{\pi d_o (L - 0.5)} = \frac{A_R}{a'' (L - 0.5)} \quad \text{Ec. (6.89)}$$

Siendo a'' (Superficie externa por pie lineal, pies^2).

$$a'' = \pi \cdot d_o = 0.4123 \text{ pies}^2/\text{pie}$$

$$N_T = \frac{8060.47 \text{ pies}^2}{\frac{0.4123 \text{ pies}^2}{\text{pies}} (20 - 0.5) \text{ pies}} = 1002.61 \cong 1003 \text{ tubos}$$

4. NTC (para disposición cuadrangular):

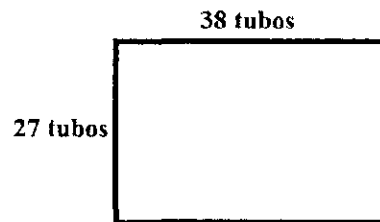
$$NTC = 1.19 (N_T)^{1/2} = 1.19 \cdot (1003)^{1/2} = 37.69 \cong 38 \quad [108]$$

Según Almqvist, M., Andersson, N., Holmqvist, A. & Jönsson, J. (2008) (p.8)

El condensador es construido en módulos con hasta aproximadamente 1000 tubos por modulo. [81]

Como es en arreglo rectangular para este intercambiador de calor enfriado por aire:

- N° de tubos en una columna: 27
- N° de tubos en una fila: 38
- Entonces, el Total de tubos: 1026



- Número de tubos en el ancho, NTA=38 tubos
- Número de tubos en el largo, NTL= 27 tubos

5.Ancho nominal de carcasa (DOT1):

Según Calle Cabrera, M. (2011) (pp.36-38)

$$DOT1 = (NTA - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec.(6.143)}$$

$$DOT1 = (38 - 1) (2.3622 \text{ plg}) + 1.5748 \text{ plg} = 88.98 \text{ plg.}$$

6.Ancho interno de la carcasa (DIS1):

$$DIS1 = DOT1 + LCDD \quad \text{Ec.(6.144)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT1 con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT1 anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD aproximado de 1.90 plg, de la siguiente manera:

Se tiene de esta manera que:

$$DIS1 = DOT1 + LCDD = 88.98 \text{ plg} + 1.90 \text{ plg} = 90.88 \text{ plg} = 7.573 \text{ pies} = 2.308 \text{ m}$$

7. Largo nominal de carcasa (DOT2):

$$\text{DOT2} = (\text{NTL} - 1) P_T + d_o \quad \text{Ec. (6.145)}$$

$$\text{DOT2} = (27 - 1) (2.3622 \text{ plg}) + 1.5748 \text{ plg} = 62.99 \text{ plg.}$$

8. Largo interno de la carcasa (DIS2):

$$\text{DIS2} = \text{DOT2} + \text{LCDD} \quad \text{Ec. (6.146)}$$

Siendo LCDD la holgura entre carcasa y el haz de tubos, interesa que su valor sea pequeño para evitar cortocircuitos (by-pass por fuera de la bancada). Dicho valor se obtiene de la gráfica que relaciona DOT2 con LCDD y el tipo de fijación de los tubos, así que entrando en esta gráfica con el valor de DOT2 anteriormente obtenido y con el tipo de tubos el del cabezal flotante con soporte, tenemos un valor de LCDD aproximado de 1.90 plg, de la siguiente manera:

Se tiene de esta manera que:

$$\text{DIS2} = \text{DOT2} + \text{LCDD} = 62.99 \text{ plg} + 1.90 \text{ plg} = 64.89 \text{ plg} = 5.408 \text{ pies} = 1.648 \text{ m}$$

9. Número de deflectores:

Los deflectores son necesarios en el cambiador para poder redireccionar el flujo de la carcasa, aumentando de esa manera la turbulencia y poder conseguir así un flujo transversal a los tubos (y no paralelo), contribuyendo a mejorar la transferencia de calor. Considerando que los deflectores E-06 son de tipo segmentado sencillo, se tiene que: [108]

$$N^{\circ} \text{ deflectores} = L/\text{DIS2} = 20 \text{ pies}/5.408 \text{ pies} = 3.70 \cong 4 \text{ deflectores}$$

RESUMEN DE EQUIPO

Cuadro 6.112: Resumen del Condensador WSA

INTERCAMBIADOR DE CALOR	CARCASA	TUBOS
FLUIDO	Aire	H ₂ SO ₄
Temperatura de entrada (°F)	77.00	554.00
Temperatura de salida (°F)	437.00	212.00
Tipo de intercambiador según: TEMA	AES	
Coeficiente U (BTU/pie ² .h.°F)	20.00	
Longitud de tubos (pies)	20	
Diámetro externo de tubos (plg)	1.5748	
Pitch (plg)	2.3622	
Disposición de tubos	RECTANGULAR	
Espesor en (plg) de los DURAN Tubos	0.0906	

Fuente: Las Autoras

6.3.2.5.2. Acoplamiento

a. Entrada del gas al condensador WSA:

Gas de entrada:

$$m=216424.46 \text{ lb/h} = 3607.07 \text{ lb/min}$$

$$T=554 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P=15.5 \text{ psia}$$

$$\rho_g (\text{corregida}) = 0.04466 \text{ lb/pies}^3 \text{ Según HYSYS vs.7.0}$$

Cuadro 6.113: Composición del gas de alimentación al condensador WSA

Componentes	lbmol/h	Y_i	lb/h
N_2	5105.1679	0.7425	143965.7352
CO_2	147.7447	0.0215	6500.7667
H_2O	785.1762	0.1142	14133.1708
SO_2	10.4982	0.0015	671.8842
SO_3	514.4113	0.0748	41152.9067
O_2	312.5000	0.0455	10000.0000
Total	6875.4983	1.0000	216424.463559

Fuente: Las Autoras

$$v (\text{velocidad, pie/min}) = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A (\text{área, pies}^2) = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec. (6.56):

$$3607.07 = (1000 D) (0.00545 D^2) (0.04466)$$

$$D = 24.563 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 26" NPS (Nominal Pipe Size)

$$D_i (\text{diámetro interno}) = 24.624 \text{ plg}$$

$$D_o (\text{Diámetro externo}) = 26.000 \text{ plg}$$

e (espesor)= 0.688 plg

b. Salida del Gas del Condensador WSA a la Chimenea:

Gas de salida:

$m=166012.15 \text{ lb/h} = 2766.87 \text{ lb/min}$

$T = 212 \text{ }^{\circ}\text{F}$

$P=15.5 \text{ psia}$

ρ_g (corregida)= 0.06071 lb/pies³. Según HYSYS vs.7.0

Cuadro 6.114: Composición del gas de salida del condensador WSA a la chimenea

Componentes	lbmol/h	lb/h	%	Y_i
$\text{N}_{2(g)}$	5105.1679	143965.7352	87.3174	0.8732
$\text{O}_{2(g)}$	312.5000	10000.0000	5.3449	0.0534
$\text{SO}_{2(g)}$	10.4982	671.8842	0.1796	0.0018
$\text{CO}_{2(g)}$	147.7447	6500.7667	2.5270	0.0253
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	270.7648	4873.7668	4.6311	0.0463
Total	5846.6756	166012.1529	100.0000	1.0000

Fuente: Las autoras

v (velocidad, pie/min)= 1000 D (para gases) Ec.(6.54)

A (área, pies²)= 0.00545D² Ec.(6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ecuación (6.56):

$$2766.87 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.06071)$$

$$D = 20.298 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 22" NPS (Nominal Pipe Size).

D_i (diámetro interno)= 20.500 plg

D_o (Diámetro externo)= 22.000plg

e (espesor)= 0.750plg

c. Salida del $H_2SO_{4(l)}$ del Condensador WSA:

Salida del H_2SO_4

$m = 51441.13 \text{ lb/h} = 14.29 \text{ lb/seg}$

$T = 212.00 \text{ }^\circ\text{F}$

$P = 15.5 \text{ psia}$ (solución acuosa)

$\rho = 112.80 \text{ lb/pe}^3$ (según HYSYS vs. 7.0)

Cuadro 6.115: Componentes que salen del condensador WSA

Componentes	lbmol/h	Y_i	lb/h	W%
H_2SO_4	514.4113	0.9000	50412.3107	98.00
H_2O	57.1568	0.1000	1028.8227	2.00
Total	571.5681	1.0000	51441.1333	100.00

Fuente: Las Autores

v (velocidad, pie/seg) = $1/3 (D/2 + 4)$ (para flujo natural) Ec.(6.58)

A (área, pies²) = $0.00545D^2$ Ec.(6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando el diámetro en la Ecuación (6.56) hasta encontrar el Diámetro adecuado al flujo másico.

Cuadro 6.116: Iteracion para hallar acoplamiento de salida del condensador WSA

v =	4.439	4.387	4.412
A=	0.038	0.029	0.033
D=	2.635	2.323	2.469
m =	18.948	14.554	16.532
Tamaño del Tubo	2 1/2" CED 10S	2 1/2" CED 80S	2 1/2" CED 40S

Fuente: Las autoras

Se especifica una tubería de 2 1/2"NPS (Nominal Pipe Size), N° de cédula 80S

D_i (diámetro interno)= 2.323plg

D_o (Diámetro externo)= 2.875plg

e (espesor)= 0.276plg

d. Entrada del aire de enfriamiento al condensador WSA:

Aire de entrada:

$m=208024.79 \text{ lb/h} = 3467.08 \text{ lb/min}$

$T= 77 \text{ }^{\circ}\text{F}$

$P= 14.7 \text{ psia}$

ρ_g (corregida)= $0.07313 \text{ lb/pies}^3$. Según HYSYS vs.7.0

Cuadro 6.117: Composición del aire de enfriamiento al condensador WSA

Componentes	lbmol/h	lb/h	Yi	%
O₂	1469.7467	47031.8933	0.2019	20.19
N₂	5529.0470	155919.1250	0.7594	75.94
H₂O	281.8764	5073.7755	0.0387	3.87
Total	7280.6701	208024.7937	1.0000	100.0000

Fuente: Las autoras

v (velocidad, pie/min)= $1000 D$ (para gases) Ec. (6.54)

A (área, pies^2)= $0.00545D^2$ Ec. (6.55)

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ecuación (6.56):

$$3467.08 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.07313)$$

$$D = 20.566 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 22" NPS (Nominal Pipe Size)

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 20.624 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 22.000 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.688 \text{ plg}$$

e. Salida del aire de enfriamiento del condensador WSA:

Aire de salida:

$$m = 208024.79 \text{ lb/h} = 3467.08 \text{ lb/min}$$

$$T = 437 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 15.5 \text{ psia}$$

$$\rho_g \text{ (corregida)} = 0.04580 \text{ lb/pies}^3. \text{ Según HYSYS vs.7.0}$$

Cuadro 6.118: Composición del aire de enfriamiento a la salida del condensador WSA

Componentes	lbmol/h	lb/h	Y_i	%
O_2	1469.7467	47031.8933	0.2019	20.19
N_2	5529.0470	155919.1250	0.7594	75.94
H_2O	281.8764	5073.7755	0.0387	3.87
Total	7280.6701	208024.7937	1.0000	100.0000

Fuente: Las Autoras

$$v \text{ (velocidad, pie/min)} = 1000 D \quad (\text{para gases}) \quad \text{Ec. (6.54)}$$

$$A \text{ (área, pies}^2\text{)} = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

Siendo D (diámetro, plg)

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

Reemplazando en la Ec.(6.56):

$$3467.08 = (1000 D) (0.00545D^2) (0.04580)$$

$$D = 24.038 \text{ plg}$$

Se especifica una tubería de 26" NPS (Nominal Pipe Size).

$$D_i \text{ (diámetro interno)} = 24.500 \text{ plg}$$

$$D_o \text{ (Diámetro externo)} = 26.000 \text{ plg}$$

$$e \text{ (espesor)} = 0.750 \text{ plg}$$

6.3.2.6. DISEÑO DEL ENFRIADOR DE PLACAS DE ÁCIDO SULFÚRICO

E-07

1. Cálculo de la carga de calor, Q

Datos de Temperaturas de entrada y salida de los componentes usados

- **ÁCIDO SULFÚRICO EN SOLUCIÓN AL 98% p/p:**

Temperatura del ácido de entrada= 158°F = 373 K

Temperatura del ácido de salida= 104°F = 303 K

$$T_{\text{promedio}} \text{H}_2\text{SO}_4 = \frac{158^\circ\text{F} + 104^\circ\text{F}}{2} = 131^\circ\text{F} = 328^\circ\text{K}$$

- **AGUA**

Temperatura de entrada= 73.94°F = 296.3 K

Temperatura de salida= 104°F = 313 K

$$T_{\text{promedio}} \text{H}_2\text{O} = \frac{73.94^\circ\text{F} + 104^\circ\text{F}}{2} = 88.97^\circ\text{F} = 304.65^\circ\text{K}$$

De la Table 3.2. Heat Capacity of Liquid-Inorganic compounds. Chemical Properties Handbook

Cuadro 6.119: Composición de Ácido Sulfúrico del (H₂SO₄) que ingresa al Enfriador de Placas

Componentes	lb/h	lbmol/h	Fracción Molar X _i
H ₂ SO _{4(l)} al 98% p/p	50412.311	514.4113	0.9000
H ₂ O _(l)	1028.823	57.1568	0.1000
TOTAL	51441.133	571.5681	1.0000

Fuente: Las Autoras

$$\begin{aligned}
 C_p \text{H}_2\text{SO}_4 &= 26.004 + (7.0337 \times 10^{-1}) \times 328 - (1.3856 \times 10^{-3}) \times 328^2 \text{hg} \\
 &+ (1.0342 \times 10^{-6}) \times 328^3 = 144.1354 \text{ J/mol K} \times \frac{0.2388 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}}^\circ\text{F}}{\frac{1 \text{ J}}{\text{mol K}}} \\
 &= 34.4195 \text{ BTU/lbmol}^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_p \text{ H}_2\text{O} &= 92.053 - (3.9953 \times 10^{-2}) \times 328 - (2.1103 \times 10^{-4}) \times 328^2 \\
&\quad + (5.3469 \times 10^{-7}) \times 328^3 = 75.1129 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} = 17.9370 \text{ BTU/lbmol}^\circ\text{F} \\
\sum (n_i \times C_p) &= 514.4113 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \times \frac{34.4195 \text{ BTU}}{\text{lbmol}^\circ\text{F}} \\
&= 57.1568 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}} \times \frac{17.9370 \text{ BTU}}{\text{lbmol}^\circ\text{F}} \\
&= 18731.0118 \frac{\text{BTU}}{\text{h}^\circ\text{F}}
\end{aligned}$$

El calor liberado por el H₂SO₄ es:

$$Q = \sum (n_i \times C_p) \times (T_1 - T_2) \quad \text{Ec. (6.29)}$$

$$Q = 18731.0118 \times (158 - 104)$$

$$Q = -1011475 \text{ BTU/h}$$

2. Cálculo de la masa Agua (H₂O)

2.1. Hallando la masa del agua

Cuadro 6.120: Agua (H₂O) de enfriamiento del enfriador de placas

Componentes	(Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(Cp) BTU/lb°F
H ₂ O(l)	75.4137	18.0088	1.0005

Fuente: Las Autoras

Hallando masa de Agua:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{Q}{C_p \times (T_1 - T_2)} \quad \text{Ec. (6.30)}$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{(-1011475)}{1.005 \times (73.94 - 104)} = 33632.11 \text{ lb/h de H}_2\text{O de enfriamiento}$$

3. Propiedades Físicas De Los Fluidos

Usando HYSYS vs.7.0 .Modelo de Coeficiente de Actividad NRTL, para líquidos)

Cuadro 6.121: Propiedades Físicas del Ácido Sulfúrico (H₂SO₄) y del Agua (H₂O)

H ₂ SO ₄ al 98% en peso		
P=	14.7 psia	
T _{promedio} =	131°F	
μ =	9.817 cp	=23.743 lb/pie.h
ρ=	114.6 lb/pie ³	
K=	0.1067 BTU/h.pie.°F	
Cp=	0.3412 BTU/lb.°F	
AGUA		
P=	14.7 psia	
T _{promedio} =	88.97°F	
μ =	0.7698 Cp	=1.8621 lb/pie.h
ρ =	62.57 lb/pie ³	
K=	0.3585 BTU/h.pie.°F	
Cp=	1.009 BTU/lb.°F	

Fuente: Las Autoras

4. Tipo de Intercambiador

Intercambiador de placas (para manejar fluidos corrosivos y de gran viscosidad).

5. Resistencias a la incrustación

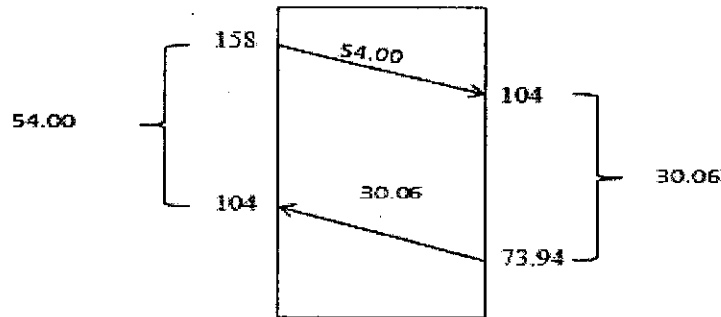
Según Sartori Estevez, V. (2012) (p.63)

$$\text{Ácido Sulfúrico, } r_A = 0.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

$$\text{Agua, } r_B = 0.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W [128]}$$

6. Temperatura media logarítmica

Para el cálculo de MLDT:



$$\Delta T_L = \text{MLTD} = \frac{54.00 - 30.06}{\text{LN} \left(\frac{54.00}{30.06} \right)} = 40.87^\circ\text{F}$$

7. Número de unidades de transferencia para cada fluido: HTU

$$\text{Fluido caliente, HTU} = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_L} = \frac{158 - 104}{40.87} = 1.3 \text{ (placas corrugadas)}$$

$$\text{Fluido frío, HTU} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta T_L} = \frac{104.00 - 73.94}{40.87} = 0.74 \text{ (placas corrugadas)}$$

$$\text{HTU}_{\text{Total}} = 1.3 + 0.74 = 2.06$$

8. El coeficiente total de diseño, U.

Según Sartori Estevez, V. (2012) (p.63). El coeficiente Total para diseño (U) para fluidos de proceso 2000-3000 W/m² para intercambiadores de placas. [128]

- Suponiendo, U:

$$U_{\text{supuesto}} = \frac{2000 + 3000}{2} = 2500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Si: } \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 0.1761 \text{ BTU/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$U_{\text{supuesto}} = 2500 \times 0.1761 = 440.27 \text{ BTU/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

9. Área provisional requerida A_0 : $A_0 = \frac{Q}{U\Delta T_L}$ Ec.(6.87)

$$A_0 = \frac{Q}{U\Delta T_L} = \frac{1011475}{440.27 \times 40.87} = 56.21 \text{ pies}^2 = 5.22 \text{ m}^2$$

10. Tipo y Características de las Placas

- Flujo del Acido Sulfurico (F_A)

$$F_A = \frac{51441.13 \text{ lb/h}}{114.6 \text{ lb/pies}^3} = 448.88 \text{ pies}^3/\text{h} = 12.71 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Flujo del Agua (F_B)

$$F_B = \frac{33632.11 \text{ lb/h}}{62.57 \text{ lb/pies}^3} = 537.51 \text{ pies}^3/\text{h} = 15.22 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tabla 4.3.- Características de las placas standard "alfa laval"

TIPO	P 20	P 0	P 2	P 5	P 45	P 25	P 4	P 16	P 13	P 14	P 3	P 15
Ancho de las placas: mm	280	180	320	350	800	1000	844	1080	830	870	500	800
Área de intercambio/placa: m ²	0.031	0.032	0.12	0.14	0.55	0.61	0.75	0.81	0.18	0.32	0.32	0.53
Número máximo de placas	175	75	250	200	350	800	500	300	318	275	400	320
Área de intercambio máx. m ²	5.4	2.4	30	28	193	366	375	243	57	88	128	170
Espesor de las placas: mm	0.5	0.6	0.8	0.8	0.8	1.0	0.8	1.1	0.9	0.7	0.8	1.0
Espacio entre placas: mm	1.6-1.8	2.5	3.0	2.8-3.0	4.9	4.9-5.2	2.7	4.7-5.3	3.0-3.2	5.0	3.0	5.0-5.3
Temperatura máxima °C												
- Elastómeros	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
- Asbesto	280	280	280	—	—	—	280	—	—	—	280	—
Flujo/canal: m ³ /h	0.05-0.15	0.14-0.25	0.45-0.7	0.36-0.9	3-5	4-10	1.1-2.5	5-12.5	0.9-2.2	1.8-2.9	0.7-1.25	1.45-4.0
Flujo total máximo: m ³ /h	2.5	11	50	18	125	450	280	400	30	140	140	65
Presión máx. de diseño: atm	10	10	16	10	12	12	12	6	11	10	16	11

Cuadro 6.122: Características de las Placas standard "Alfa Laval"

Fuente: Moncada Albitres, L. Diseño de Plantas de Procesos Químicos, Intercambiadores de calor [Tabla 4.3] Trujillo

Del Cuadro 6.122 se eligió el Tipo P13, para un flujo máximo de 15.22 m³/h y un máximo de placas 318.

Las dimensiones:

- Área lateral de cada placa (A_p) = $0.18 \text{ m}^2 = 1.9376 \text{ pies}^2$
- Distancia entre placas (b) = $0.0031 \text{ m} = 0.01017 \text{ pies}$
- Espesor de la placa (x) = $0.0009 \text{ m} = 0.00295 \text{ pies}$
- Ancho de cada placa (w) = $0.63 \text{ m} = 2.06693 \text{ pies}$

11. Número de placas térmicas (N_p) y número total de canales (N_c):

$$N_p = A_0/A_p \quad \text{Ec.(6.147)}$$

$$N_p = A_0/A_p = \frac{56.21 \text{pies}^2}{1.9376 \text{pies}^2} = 29$$

< 250 (máximo número de placas de este tipo de intercambiador)

$$N_c = N_p + 1 \quad \text{Ec.(6.148)}$$

$$N_c = N_p + 1 = 30 \text{ placas}$$

12. Número de canales paralelos por paso (número de canales en que debe dividirse el flujo), n_p

$$n_p = \frac{F_V}{v} \quad \text{Ec. (6.149)}$$

F_V : Mayor Flujo o caudal Total, pies^3/h

v : Flujo/canal, pies^3/h

$F_V = 537.51 \text{pies}^3/\text{h}$ Para el agua (para el ácido sulfúrico es de $450.45 \text{pies}^3/\text{h}$; se toma el mayor caudal total)

Del Cuadro 6.122 el Flujo/canal (m^3/h) es de 0.9-2.2

$$\text{El flujo promedio, } v = \frac{0.9 + 2.2}{2} = 1.55 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{El flujo promedio, } v = 1.55 \times 35.31 = 54.73 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$n_p = \frac{537.51 \text{ pies}^3/\text{h}}{54.73 \text{ pies}^3/\text{h}} = 9.8$$

Es preferible tomar: $n_p = 12 \text{ canales}$

13. Arreglo del intercambiador

$$\text{Número de Pasos: } n = N_c/(2 \times n_p) \quad \text{Ec.(6.150)}$$

$$\text{Número de Pasos: } n = N_c/(2 \times n_p) = \frac{30}{2 \times 12} = 1.25$$

$$n = 3 \text{ pasos}$$

Es preferible tomar: $n = 3 \text{ pasos}$

Por lo tanto, es un intercambiador del tipo 3/3 con 12 canales

$$N_p(\text{real}) = (n \times n_p + n \times n_p) - 1 \quad \text{Ec.(6.151)}$$

$N_p(\text{real}) = (3 \times 12 + 3 \times 12) - 1 = 71$ Placas térmicas (este intercambiador dispone de un máximo de 250 placas térmicas).

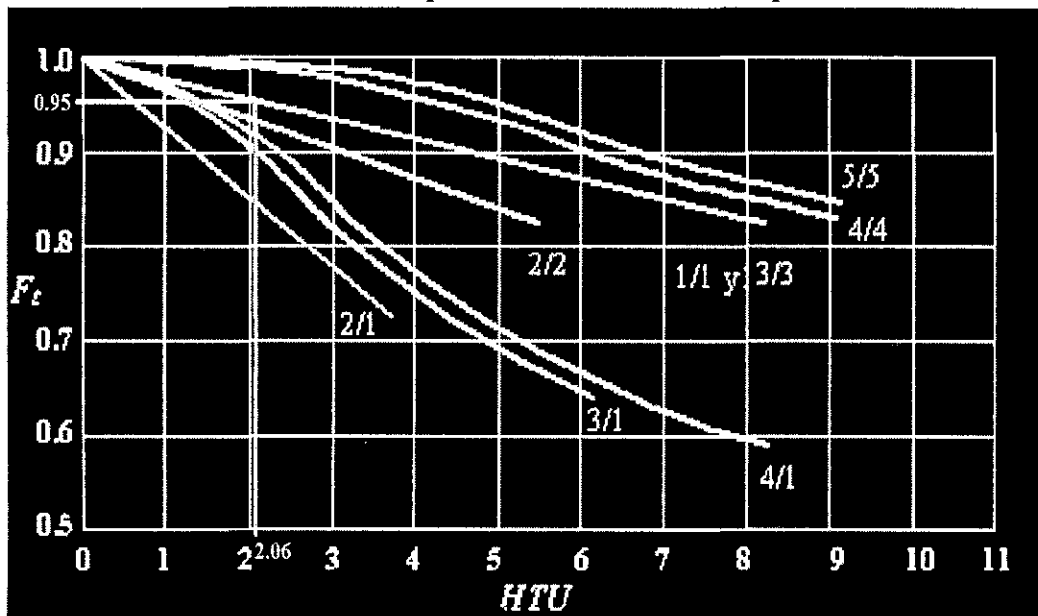
14. Factor térmico (F_t)

Esta grafica se encuentra en función de HTU_{Total} , para este caso:

$$HTU_{Total} = 2.06$$

Y para un Intercambiador de calor: 3/3

Cuadro 6.123: Factor Termico para intercambiadores de placas “Alfa Laval”



Fuente: Sartori Estevez, V. (2012). Recuperación de energía en proceso de Producción de Acido Sulfúrico, Planta de Acido Sulfurico CODELCO Chile – Division Ventas [Figura] (p.65) (Proyecto para optar al Título de Ingeniero Civil, Químico, Pontificia Católica de Valparaíso)

De la figura, el Factor térmico (F_t) para Intercambiadores de placas (Alfa Laval)

$$F_t = 0.95$$

15. Coeficiente De Película, h

a) Coeficiente de Película para el Ácido Sulfúrico (H_2SO_4) h_A

$$\text{Diámetro equivalente, } D_e = 2 \times b \quad \text{Ec.(6.152)}$$

$$D_e = 2 \times 0.01017 \text{pies} = 0.02034 \text{pies}$$

masa circulante, $m = 51441.133 \text{ lb/h}$

- Área de sección transversal ofrecida por el conjunto de canales de cada paso.

$$a = a' \times n_p \quad \text{Ec.(6.153)}$$

- Área de sección transversal de un canal $a' = w \times b$ Ec.(6.154)

$$a' = w \times b = 2.06693 \text{pies} \times 0.01017 \text{pies} = 0.02102 \text{pies}^2$$

Ahora hallando:

$$a = 0.02102 \text{pies}^2 \times 12 = 0.2523 \text{pies}^2$$

- Velocidad másica, G

$$G = m/a \quad \text{Ec.(6.155)}$$

$$G = m/a = \frac{51441.133 \text{ lb/h}}{0.2523 \text{pies}^2} = 203918.6579 \frac{\text{lb}}{\text{h pies}^2}$$

- Número de Reynolds, $N_{Re} = \frac{D_e \times G}{\mu}$ Ec.(6.156)

$$N_{Re} = \frac{D_e \times G}{\mu} = \frac{0.02034 \text{ pies} \times 203918.6579 \frac{\text{lb}}{\text{h pies}^2}}{23.7473 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{h}}} = 175$$

$175 < 400$ (flujo laminar por ser el ácido sulfúrico altamente viscoso)

- Número de Prandtl, $P_r = \frac{C_p \times \mu}{\kappa}$ Ec.(6.157)

$$P_r = \frac{C_p \times \mu}{\kappa} = \frac{0.3412 \times 23.7473}{0.1067} = 75.9$$

Según Moncada Albitres, L. (p.26)

$$h = 0.742 \cdot Cp \cdot G \cdot (Re)^{-0.62} \cdot (Pr)^{-0.667} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \text{ Ec. (6.158)}$$

$$h = 0.742 \times 0.3412 \times 203918.6579 \times (175)^{-0.62} (75.9)^{-0.667} \cdot (1)^{0.14}$$

$$h_A = 117.1 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \cdot \text{pies}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

b. Coeficiente de a Película del Agua (H₂O) h_B

$$\text{Diámetro equivalente, } D_e = 2 \times b \quad \text{Ec. (6.152)}$$

$$D_e = 2 \times 0.01017 \text{ pies} = 0.02034 \text{ pies}$$

$$\text{masa circulante, } m = 33632.109 \text{ lb/h}$$

- Área de sección transversal ofrecida por el conjunto de canales de cada paso.

$$a = a' \times n_p \quad \text{Ec. (6.153)}$$

- Área de sección transversal de un canal $a' = w \times b$ Ec. (6.154)

$$a' = w \times b = 2.06693 \text{ pies} \times 0.01017 \text{ pies} = 0.02102 \text{ pies}^2$$

Ahora hallando:

$$a = 0.02102 \text{ pies}^2 \times 12 = 0.2523 \text{ pies}^2$$

- Velocidad másica, $G = m/a$ Ec. (6.159)

$$G = m/a = \frac{33632.109 \text{ lb/h}}{0.2523 \text{ pies}^2} = 133321.6068 \frac{\text{lb}}{\text{h pies}^2}$$

- Número de Reynolds, $N_{Re} = \frac{D_e \times G}{\mu}$ Ec. (6.156)

$$N_{Re} = \frac{D_e \times G}{\mu} = \frac{0.02034 \text{ pies} \times 133321.6068 \frac{\text{lb}}{\text{h pies}^2}}{1.8621 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{h}}} = 1456$$

$$1456 > 400 \text{ (flujo turbulento)}$$

- Número de Prandtl, $P_r = \frac{Cp \times \mu}{\kappa}$ Ec.(6.157)

$$P_r = \frac{Cp \times \mu}{\kappa} = \frac{1.009 \times 1.8621}{0.3585} = 5.2$$

Según Moncada Albitres (p.26) y Sartori Estevez, V. (2012) (p.67). Una expresión muy adoptada para estimar el coeficiente de película para flujo turbulento $N_{Re} > 400$ en intercambiadores de placas es:

$$h = 0.2536 \left(\frac{\kappa}{D_e} \right) \times (R_e)^{0.65} \times (P_r)^{0.4} \quad \text{Ec.(6.159)}$$

$$h_B = 0.2536 \left(\frac{0.3585}{0.02034} \right) \times (1456)^{0.65} \times (5.2)^{0.4} = 986.6 \text{ BTU/h.pies}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

16. Coeficiente Total De Transferencia De Calor Real, "U_{real}":

$$\frac{1}{U_{real}} = \frac{1}{h_A} + r_A + r_B + \frac{1}{h_B} \quad \text{Ec. (6.160)}$$

$$\frac{1}{U_{real}} = \frac{1}{117.1} + 2.84 \times 10^{-5} + 4.88 \times 10^{-5} + \frac{1}{986.6} = 0.00963 \text{ h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F/BTU}$$

$$U_{real} = 103.8 \frac{\text{BTU}}{\text{h.pies}^2 \cdot ^\circ\text{F}} = 589.46 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

17. Área Necesaria o Requerida "A_R" para la transferencia de calor se vuelve a calcular con U= 76.9 BTU/h.pie²·°F

$$A_R = \frac{Q}{U_0 \times \Delta T_L \times F_t} = \frac{1011475}{103.8 \times 40.87 \times 0.95} = 251 \text{ pies}^2$$

18. Área Disponible o De Diseño "A_D" :

$$A_D = 2 \times A_p \times N_p \quad \text{Ec.(6.161)}$$

$$N_p = 71$$

$$A_D = 2 \times 1.9376 \times 71 = 275 \text{ pies}^2$$

$$\text{Exceso de área} = \frac{275 - 251}{251} \times 100 = 9.63\%$$

Lo cual está permitido por ser no mayor a 15%.

19. CAÍDAS DE PRESIÓN ΔP PARA CADA FLUIDO

Según Moncada Albitres, L. (p.35)

Caída de presión, psi:

$$\Delta P = (2fG^2L)/(g_c D_e \rho) \quad \text{Ec.(6.162)}$$

Factor de fricción, adimensional:

$$f = \frac{2.5}{(N_{Re})^{0.3}} \quad \text{Ec. (6.163)}$$

a) ΔP para el Acido Sulfurico H_2SO_4

$$f = 2.5/(N_{Re})^{0.3}$$

Siendo:

$$N_{Re} = 175$$

Reemplazando en la Ec.(6.163):

$$f = \frac{2.5}{(175)^{0.3}} = 0.5312$$

$$L = l \times n \quad \text{Ec.(6.164)}$$

Donde: $n = 3$

Siendo "l":

$$l = A_p/W \quad \text{Ec.(6.165)}$$

Donde:

Área lateral de cada placa, $A_p = 1.9376 \text{ pies}^2$

Ancho de cada placa, $W = 2.06693 \text{ pies}$

De la Ec.(6.164):

$$l = \frac{1.9376}{2.06693} = 0.9374 \text{ pies}$$

Diametro equivalente,

$$D_e = 0.02034 \text{ pies}$$

Constante de conversión fuerza-masa,

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pies/lbf.s}^2 = 4.17 \cdot 10^8 \text{ lb.pies/lbf.h}^2$$

Velocidad másica,

$$G = 2039181.6579 \text{ lb/h.pies}^2$$

Densidad,

$$\rho = 114.6 \text{ lb/pies}^3$$

Reemplazando de la Ec.(6.162):

$$\Delta P = (2fG^2L)/(g_c D_e \rho)$$

$$\Delta P = 127.71693 \frac{\text{lbf}}{\text{pies}^2} = 0.8869 \text{ psi}$$

b) ΔP Para el agua (H_2O):

$$f = 2.5/(N_{Re})^{0.3} \text{ Ec. (6.163)}$$

Siendo: $N_{Re} = 1456$

Reemplazando en la Ec.(6.163):

Factor de fricción,

$$f = \frac{2.5}{1456^{0.3}} = 0.2812$$

$$L = l \times n \quad \text{Ec.(6.164)}$$

Donde:

Número de pasos, $n = 3$

Siendo "l":

$$l = A_p / W \quad \text{Ec.(6.165)}$$

Donde:

Área lateral de cada placa,

$$A_p = 1.9376 \text{ pies}^2$$

Ancho de cada placa,

$$W = 2.06693 \text{ pies}$$

De la Ec.(6.164):

$$L = 0.9374 \text{ pies} \times 3 = 2.81 \text{ pies}$$

Diámetro equivalente, D_e :

$$D_e = 0.02034 \text{ pies}$$

Constante de conversión fuerza-masa,

$$g_c = 32.3 \text{ lb pies/lbf. s}^2 = 4.17 \times 10^8 \text{ lb.pies/lbf.h}^2$$

Velocidad másica,

$$G = 133321.6068 \text{ lb/h.pies}^2$$

Densidad,

$$\rho = 62.57 \text{ lb/pies}^3$$

Reemplazando de la Ec.(6.162):

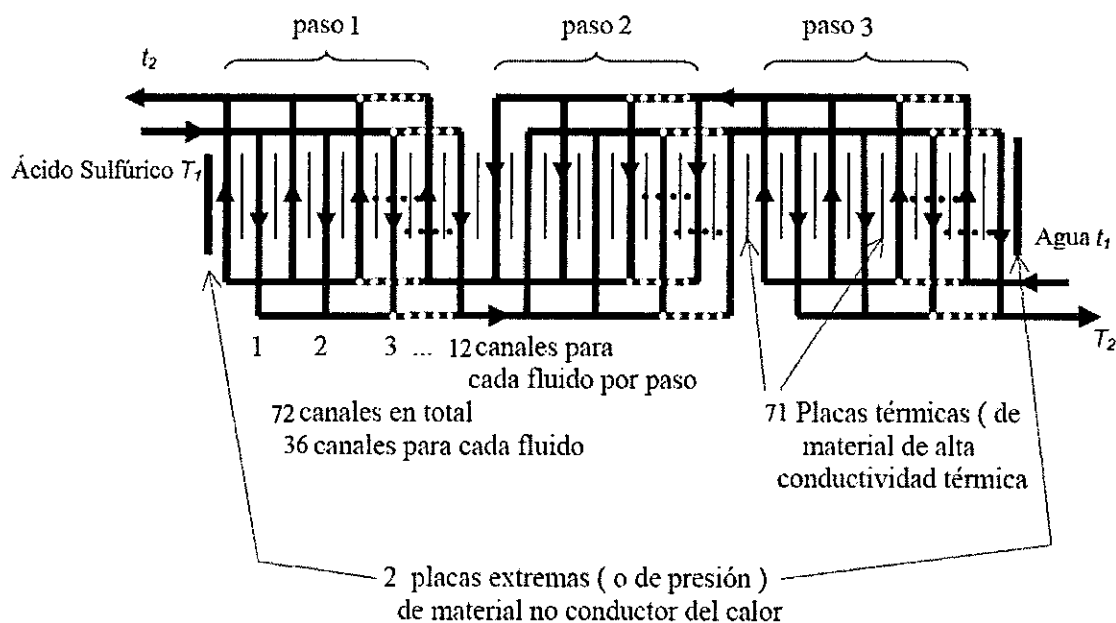
$$\Delta P = (2fG^2L)/(g_c D_e \rho)$$

$$\Delta P = 52.92255 \frac{\text{lb f}}{\text{pies}^2} = 0.3635 \text{ psi} \quad [56]$$

Cuadro 6.124: Resumen del Enfriador de Placas del Acido Sulfurico E-07

TIPO DE INTERCAMBIADOR	Intercambiador de Placas
MARCA	Alfa Laval
TIPO DE PLACA	P13
NÚMERO MÁXIMO DE PLACAS	318
PLACAS QUE SE USAN "Np(real)"	71
NÚMERO DE PASOS "n"	3
NÚMERO DE CANALES PARALELOS POR PASO "np"	12
ÁREA DISPONIBLE "AD", pies²	275
ÁREA REQUERIDA "AR", pies²	251

Fuente: De los cálculos del intercambiador P13 de "Alfa Laval"



6.3.2.7. DISEÑO DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN DE ÁCIDO SULFÚRICO

B-03

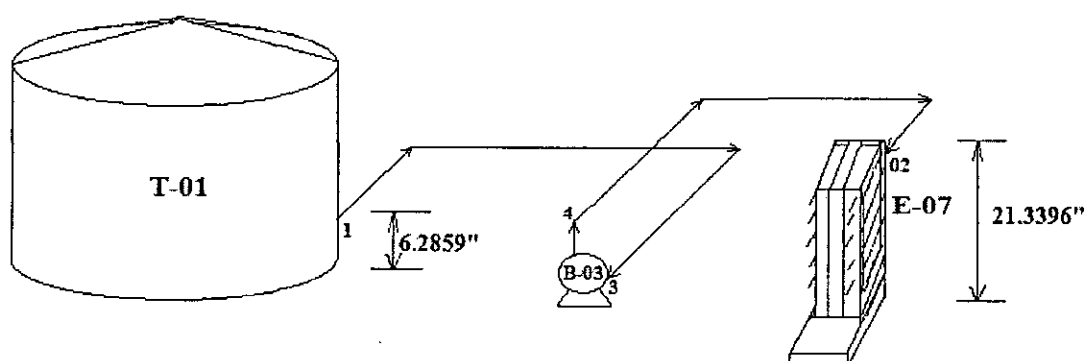


Figura 6.60: Diseño de la Bomba de Circulación de Ácido Sulfúrico B-03

Fuente: Las Autoras

Propiedades físicas y parámetros de diseño

H₂SO₄ al tanque "T-01", a T= 158 °F y P= 14.7 psia

Cuadro 6.125: Composición que sale del tanque T-01

Componentes	% molar salida	Xi	lbmol/h salida	lb/h
H ₂ SO ₄	90.00	0.9000	514.4113	50412.3107
H ₂ O	10.00	0.1000	57.1568	1028.8227
TOTAL	100.00	1.0000	571.5681	51441.1333

Fuente: Las autoras

DATOS

Según HYSYS vs 7.0

Para fluidos incompresibles:

- viscosidad dinámica o absoluta, $\mu = 6.555 \text{ cp} = 15.8631 \text{ lb/pie.h}$
- Densidad, $\rho = 114 \text{ lb/pies}^3$
- Presión de vapor, $P_v = 1.30 \cdot 10^{-4} \text{ psia}$

6.3.2.7.1. Cálculos referidos a la descarga (Punto 4)

EVALUANDO LOS PUNTOS 2 Y 4 DE LA FIGURA

SUPOSICIÓN:

Presión en el punto 2,

$$P_2 = 17.7 \text{ psia}$$

Sabiendo que la masa se divide a la mitad para cada punto de descarga. En el punto más alto.

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q \quad \text{Ec. (6.108)}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. (6.109)}$$

Donde:

m= masa, lb/h

Q = caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ =Densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga,

$$m_2 = 51441.13 \text{ lb/h}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{51441.13 \text{ lb/h}}{114 \text{ lb/pies}^3} = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} 0.1253 \frac{\text{pies}^3}{\text{s}}$$

$$Q = \frac{0.1253 \times 264.2 \times 60}{35.31} = 56.3 \text{ gpm}$$

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE DESCARGA (v):

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984).(p. 2-13).

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ec. (6.110)} \quad \text{o} \quad v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. (6.111)}$$

Donde:

v = Velocidad del fluido, pies/s

Q = Caudal, pies³/s

Para el cálculo del Área (A):

$$A_2 = \frac{\pi * D_2^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Donde:

D = diámetro interno de la tubería, pies [119]

Área de sección transversal "a", ofrecida por el conjunto de canales de cada paso del Intercambiador de Placas elegido "Alfa Laval" del Tipo P13.

$$A_2 = 0.2523 \text{pies}^2$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \times A_2}{\pi}} \quad \text{Ec. (6.166)}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \times 0.2523 \text{pies}^2}{\pi}} = 0.5667 \text{pies} = 6.8008 \text{plg}$$

$$v_2 = \frac{0.1253 \text{pies}^3/\text{h}}{0.2523 \text{pies}^2} = 0.497 \text{pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS (N_{RE}):

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988)
(p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

N_{Re} = Número de Reynolds

D = Diámetro interno, pies

v = Velocidad del fluido, pies/s

ρ = Densidad, pies^3/s

μ = Viscosidad dinámica, lb/pie.h [120]

$$N_{Re} = \frac{0.497 \text{ pies/s} \times 0.5657 \text{ pies} \times 114 \text{ lb/pies}^3}{15.8631 \text{ lb/pie.h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}$$

$$N_{Re} = 7285 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 7.3 \times 10^3$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF)

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988)
(p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.113)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, lbf.pie/lb

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 265.0983 \text{ plg} = 22.0915 \text{ pies}$

Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 20% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.2 \times 22.0915 \text{ pies} = 26.5098 \text{ pies}$$

Para un tubo de 6" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\varepsilon/D) = 0.0003$

Y con $N_{Re} = 7.3 \times 10^3$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.0148$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.0148 \times \left(\frac{26.5098}{0.5667} \right) \times \left(\frac{(0.497)^2}{2 \times 32.2} \right) = 0.003 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o} \quad \text{pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Gean Koplis, C.J. (2003) (p. 77). La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 2 y 4:

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

Donde:

z = Altura del nivel, pies

g = Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = Velocidad, pies/s

P = Presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 2 y 4, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba. [121]

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(z_2 - z_4) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_2^2 - v_4^2)}{2g_c} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

LA VELOCIDAD EN EL PUNTO 4 ES:

Siendo:

$$m_4 = 51441.1333 \text{ lb/h}$$

$$Q_4 = \frac{m_4}{\rho} = \frac{51441.1333 \text{ lb/h}}{114 \text{ lb/pies}^3} = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q_4 = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 0.1253 \text{ pies}^3/\text{s}$$

Se utiliza una tubería de 3 1/2" NPS, CED 40S

$$D_4 = 3.548 \text{ plg}$$

$$D_4 = 3.548 \text{ plg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ plg}} = 0.2957 \text{ pies}$$

$$A_4 = 0.0686 \text{ pies}^2$$

$$v_4 = \frac{0.1253 \text{ pies}^3/\text{s}}{0.0686 \text{ pies}^2} = 1.8270 \text{ pies/s}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 2 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 2 y 4 son las mismas.

Siendo:

$$z_4 = 0 \text{ pies}$$

$$z_2 = 21.3396 \text{ plg} = 1.7783 \text{ pies}$$

$$v_4 = 1.8270 \text{ pies/s}$$

$$v_2 = 0.4969 \text{ pies/s}$$

$$P_4 = ?$$

$$P_2 = 17.7 \text{ psia}$$

$$\rho = 114 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}^2$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 0.003 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(1.7783 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(0.4969^2 - 1.8270^2)}{2 \times 32.2} + 0.003$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = 1.7330 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_4 - P_2 = 1.7330 \text{ lbf.} \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 114 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 197.56 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_4 - P_2 = 197.56 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_4 - P_2 = 1.37 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_4 = 1.37 + 17.7 = 19.07 \text{ psia (Presión de descarga)}$$

6.3.2.7.2. Cálculo en el punto de succión (Punto 3)

EVALUANDO LOS PUNTOS 1 Y 3 DE LA FIGURA

Siendo:

$$Q_1(\text{caudal 1}) = Q_3(\text{caudal 3}) = Q_4(\text{caudal 4}) = 0.1253 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$D_1(\text{diámetro interior 1}) = D_3(\text{diámetro interior 3}) = D_4(\text{diámetro interior 4}) \\ = 0.2957 \text{ pies}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 1,3 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 1, 3, y 4 son los mismos.

$$v_1(\text{velocidad 1}) = v_3(\text{velocidad 3}) = v_4(\text{velocidad 4}) = 1.8270 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS, N_{Re}

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

Donde:

N_{Re} : Número de Reynolds

D: Diámetro interno, pies

v: Velocidad del fluido, pies/s

P: Densidad, pies³/s

μ : Viscosidad dinámica, lb/pie.h [120]

$$N_{Re} = \frac{0.2957 \times 1.8270 \times 114}{15.8631}$$

$$N_{Re} = 13975 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 1.4 \times 10^4$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF):

Según Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.113)}$$

Donde:

ΣF = Fricción total del fluido, lbf.pie/lb

f = Factor de fricción

ΣL = Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D = Diámetro interno de la tubería, pies

v = Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c = Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, L = 202.2165 plg = 16.8514 pies

Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 10% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.1 \times 16.8514 = 18.5365 \text{ pies}$$

Para un tubo de 3 1/2" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, (ϵ/D) = 0.00053

Y con $N_{Re} = 1.4 \times 10^4$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.0194$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.0194 \times \frac{18.5365}{0.2957} \times \frac{1.8270^2}{2 \times 32.2} = 0.0630 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \quad \text{o} \quad \text{pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Geankoplis, C.J. (2003) (p. 77). La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 1 y 3:

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

Donde:

Z: Altura del nivel, pies

g: Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c : Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v: Velocidad, pies/s

P: Presión, psia

W_s : Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 1 y 3, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba [121]

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(z_1 - z_3) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_1^2 - v_3^2)}{2g_c} - \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

CÁLCULO DE LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA

Según Gean Koplis, C.J. (2003) (p.13)

$$P_1 = \rho \cdot g \cdot h = \gamma \cdot h \quad \text{Ec. (6.167)}$$

Siendo:

P_1 = Presión hidrostática del tanque (psi)

γ = Peso específico del líquido (lbf/pies³) = 114 lbf/pies³

h = Altura del Tanque (pies) = 2.4837 pies [121]

Presión en el punto 1,

$$P_1 = 114 \text{ lbf/pies}^3 \times 2.4837 \text{ pies}$$

$$P_1 = 283.139 \text{ lbf/pies}^2 = 1.9662 \text{ psi}$$

$$P_1 = 1.9662 + 14.7 = 16.6662 \text{ psia}$$

Siendo:

$$z_1 = 6.2859 \text{ plg} = 0.5238 \text{ pies}$$

$$z_3 = 0 \text{ pies}$$

$$v_1 = 1.8270 \text{ pies/s}$$

$$v_3 = 1.8270 \text{ pies/s}$$

$$P_1 = 16.67 \text{ psia}$$

$$P_3 = ?$$

$$\rho = 114 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 0.0630 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(0.5238 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(1.8270 - 1.8270)}{2 \times 32.2} - 0.0630$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = 0.4608 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_3 - P_1 = 0.4608 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 114 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 52.53 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_3 - P_1 = 52.53 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_3 - P_1 = 0.36 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_3 = 0.36 + 16.67 = 17.03 \text{ psia (Presión de succión)}$$

6.3.2.7.3. Caída de Presión en la Bomba

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p.1-09)

$$\Delta P = P_{\text{descarga}} - P_{\text{succión}} \quad \text{Ec.(6.117)} \quad [122]$$

$$P_{\text{descarga}} = 19.07 \text{ psia}$$

$$P_{\text{succión}} = 17.03 \text{ psia}$$

Reemplazando datos, se tiene:

$$\Delta P = 19.07 \text{ psia} - 17.03 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 2.04 \text{ psia}$$

6.3.2.7.4. Cálculo del Head de la Bomba

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.774).

$$H = \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.118)}$$

Donde:

H = Head, pies

P_d = Presión de descarga, psia

P_s = Presión de succión, psia

γ = Peso específico, lbf/pies³ [123]

Siendo:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad \text{Ec. (6.118)}$$

$$\gamma = \rho \cdot g = \rho \text{ (lb/pies}^3\text{)} \times 32.2 \text{ pies/s}$$

$$\gamma = \rho \text{ (lb/pies}^3\text{)}$$

El peso específico es numéricamente igual a la densidad.

$$P_d = 19.07 \text{ psia}$$

$$P_s = 17.03 \text{ psia}$$

$$\gamma = 114 \text{ lb/pies}^3\text{)}$$

$$H = \frac{(19.07 - 17.03) \times 144}{114} = 2.578 \text{ pies}$$

6.3.2.7.5. Cálculo de la potencia de la Bomba

Según Moncada Albitres, L. (pp.45-46) y Young Okiishui, M. (1999) (p.774)

POTENCIA DESARROLLADA

Expresada en términos de caballos de potencia, Hp en el sistema ingles denominándose tradicionalmente se denomina fuerza o potencia hidráulica o caballaje de líquido (LHP)

$$LHP = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{550} \quad \text{Ec. (6.119)}$$

Sabiendo que Hp = 550 lbf.pies/s

Donde:

LHP = Caballaje de líquido o potencia hidráulica, Hp.

γ = peso específico, lbf/pies³

Q = caudal del líquido, pies³/s

H = Head, pies [123] [124]

$$\gamma = 114 \text{ lbf/pies}^3$$

$$Q = 0.1253 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$H = 2.578 \text{ pies}$$

$$LHP = \frac{114 \times 0.1253 \times 2.578}{550}$$

$$LHP = 0.07 \text{ Hp}$$

6.3.2.7.6. Cálculo de la Columna de Succión Positiva Neta

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.776) y Foust, A.S., Wensel, L.A., Clump, C.W. Maus, L., Andersen, L.B. (1988) (p.592)

En ingles: $NPSH_A$: Net Positive Suction Head Available, pies

En español: $CANP_D$: Carga de Aspiración Neta Positiva Disponible, pies.

La carga de Aspiración Neta Positiva $CANP_D$ se define como la diferencia entre la carga estática en la entrada de succión y la carga correspondiente a la presión del vapor del líquido en la entrada de la bomba.

$$CANP_D = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{z_1 \cdot g}{g_c} - \Sigma F \right) - \frac{P_v}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.120)}$$

Donde:

P_1 = Presión que actúa sobre la superficie del líquido en el interior del tanque de circulación de ácido sulfúrico, psia.

z_1 = Altura de la superficie del líquido encima de la línea central de la bomba en la entrada de succión, pies.

ΣF = Es la pérdida total por fricción en el sistema de tubería, pies.

P_v = Es la presión de vapor del líquido en la succión de la bomba, psia.

γ = Peso específico, lbf/pies³.

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s²

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120] [123]

Siendo:

$$P_1 = 16.67 \text{ psia}$$

$$z_1 = 6.2859 \text{ plg} = 0.5238 \text{ pies}$$

$$\Sigma F = 0.0630 \text{ pies}$$

$$P_v = 0.0001297 \text{ psia}$$

$$\gamma = 114 \text{ lbf/pie}^3$$

$$CANP_D = \left(\frac{16.67 \times 144}{114} + \frac{0.5238 \times 32.2}{32.2} - 0.0630 \right) - \frac{0.0001297 \times 144}{114}$$

$$CANP_D = 21.51 \text{ pies}$$

6.3.2.7.7. Resultados obtenidos

$$CANP_D = 21.51 \text{ pies}$$

$$Head = 3 \text{ pies}$$

$$LHP = 0.07 \text{ Hp}$$

$$P_{descarga} = 19.07 \text{ psia}$$

$$P_{succión} = 17.03 \text{ psia}$$

6.3.2.8. DISEÑO DE LA BOMBA DE TRANSPORTE DE ÁCIDO SULFÚRICO B-04

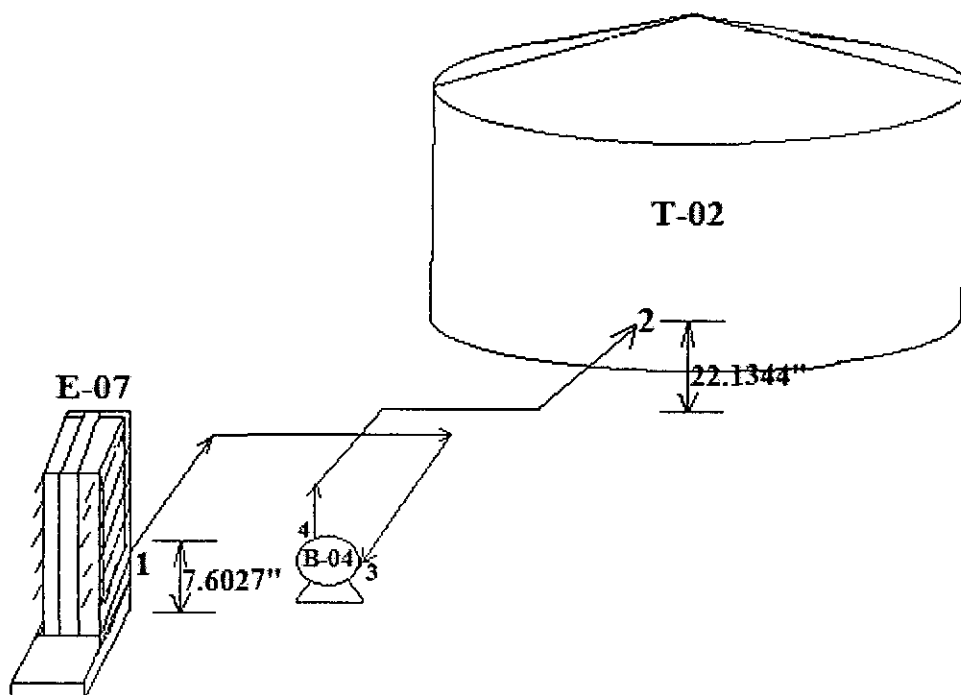


Fig. 6.61: Diseño de la Bomba Transporte de Acido Sulfurico B-04
Fuente: Las Autoras

PROPIEDADES FÍSICAS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

Para el transporte del H_2SO_4 al tanque "T-02", a $T=86^\circ\text{F}$ y $P=17.7$ psia

Cuadro 6.126: Composición del Enfriador de Placas E-07

Componentes	% molar salida	X_i	lbmol/h salida	lb/h
H_2SO_4	90.00	0.9000	514.4113	50412.3107
H_2O	10.00	0.1000	57.1568	1028.8227
TOTAL	100.00	1.0000	571.5681	51441.1333

Fuente: Las Autoras

DATOS

Según HYSYS vs. 7.0. Para fluidos incompresibles:

- Viscosidad dinámica o absoluta, $\mu = 17.47\text{cp} = 42.2774 \text{ lb/pie.h}$
- Densidad, $\rho = 115.7 \text{ lb/pies}^3$
- Presión de vapor, $P_v = 2.26 \cdot 10^{-6} \text{ psia}$

- Peso específico $\gamma = 115.70 \text{ lbf/pies}^3$

6.3.2.8.1. Cálculos referidos a la Descarga (Punto 4)

EVALUANDO LOS PUNTOS 2 Y 4 DE LA FIGURA

Según el libro de "Procesos de Transporte y operaciones unitarias".
C.J.Geankoplis.p.43

CÁLCULO DE LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA

$$P_2 = \rho \cdot g \cdot h = \gamma \cdot h \quad \text{Ec. (6.167)}$$

Siendo:

P_2 = Presión hidrostática del tanque (psi)

γ = Peso específico del líquido (lbf/pies^3) = $115.70 \text{ lbf/pies}^3$

h = Altura del Tanque (pies) = 8.9818 pies

Presión en el punto 2,

$$P_2 = 115.70 \text{ lbf/pies}^3 \times 8.9818 \text{ pies}$$

$$P_2 = 1039.20 \text{ lbf/pies}^2 = 7.2167 \text{ psi}$$

$$P_2 = 7.2167 + 14.7 = 21.9167 \text{ psia}$$

Sabiendo que la masa se divide a la mitad para cada punto de descarga. En el punto más alto.

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q \quad \text{Ec. (6.108)}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. (6.109)}$$

Donde:

m . Masa, lb/h

Q : Caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ :Densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga,

$$m_2 = 51441.13 \text{ lb/h}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{51441.13 \text{ lb/h}}{115.70 \text{ lb/pies}^3} = 444.61 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$Q = 444.61 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 0.1235 \frac{\text{pies}^3}{\text{s}}$$

$$Q = \frac{0.1235 \times 264.2 \times 60}{35.31} = 55.4 \text{ gpm}$$

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE DESCARGA (v):

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p.2-13)

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ec. (6.110)} \quad \text{o} \quad v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. (6.111)}$$

Donde:

v : Velocidad del fluido, pies/s

Q : Caudal, pies³/s

Para el cálculo del Área (A):

$$A_2 = \frac{\pi * D_2^2}{4} \quad \text{Ec. (6.103)}$$

Donde:

D = diámetro interno de la tubería, pies [119]

Se utiliza una tubería 2 1/2" NPS, CED 80S

$$D_2 = 2.323 \text{ plg} = 0.1936 \text{ pies}$$

$$A_2 = 0.0294 \text{ pies}^2$$

$$v_2 = \frac{0.1235 \text{ pies}^3/h}{0.0294 \text{ pies}^2} = 4.20 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS (N_{Re}):

Según Foust, A.S., Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L. Andersen, L.B. (1989)
(p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec.(6.112)}$$

N_{Re} : Número de Reynolds

D: Diámetro interno, pies

v : Velocidad del fluido, pies/s

ρ : Densidad, pies^3/s

μ : Viscosidad dinámica, $\text{lb}/\text{pie} \cdot \text{h}$ [120]

$$N_{Re} = \frac{4.20 \text{ pies/s} \times 0.1936 \text{ pies} \times 115.70 \text{ lb}/\text{pies}^3}{42.2774 \text{ lb}/\text{pie} \cdot \text{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}$$

$$N_{Re} = 8009 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 8 \times 10^3$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF)

Según Foust, A.S., Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L. Andersen, L.B. (1989)
(p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.113)}$$

Donde:

ΣF : Fricción total del fluido, $\text{lbf} \cdot \text{pie}/\text{lb}$

f : Factor de fricción

ΣL : Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D: Diámetro interno de la tubería, pies

v: Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c : Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, $L = 235.8799 \text{ plg} = 19.6567 \text{ pies}$

Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 20% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.2 \times 19.6567 \text{ pies} = 23.5880 \text{ pies}$$

Para un tubo de 1 1/4" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.0007$

Y con $N_{Re} = 8 \times 10^3$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.033$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.033 \times \left(\frac{23.5880}{0.1936} \right) \times \left(\frac{(4.20)^2}{2 \times 32.2} \right) = 1.101 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \text{ o pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Gen Koplis, C.J. (2003). (p. 77).

La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 2 y 4:

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec.(6.114)}$$

Donde:

z = altura del nivel, pies

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c = constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v = velocidad, pies/s

P = presión, psia

W_s = Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha),
lbf.pie/lb

En estos puntos 2 y 4, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba [121]

$$\frac{z_4 \cdot g}{g_c} + \frac{v_4^2}{2g_c} + \frac{P_4}{\rho} = \frac{z_2 \cdot g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + \frac{P_2}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(z_2 - z_4) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_2^2 - v_4^2)}{2g_c} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 2 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 2 y 4 son las mismas.

Siendo:

$$z_4 = 0 \text{ pies}$$

$$z_2 = 22.1344 \text{ plg} = 1.8445 \text{ pies}$$

$$v_4 = 4.1993 \text{ pies/s}$$

$$v_2 = 4.1993 \text{ pies/s}$$

$$P_4 = ?$$

$$P_2 = 21.9167 \text{ psia}$$

$$\rho = 115.7 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 1.101 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = \frac{(1.8445 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(4.1993^2 - 4.1993^2)}{2 \times 32.2} + 1.101$$

$$\frac{P_4 - P_2}{\rho} = 2.9456 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_4 - P_2 = 2.9456 \text{ lbf.} \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 115.7 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 340.81 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_4 - P_2 = 340.81 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_4 - P_2 = 2.37 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_4 = 2.37 + 21.9167 = 24.28 \text{ psia (Presión de descarga)}$$

6.3.2.8.2. Cálculo en el Punto de Succión (Punto 3)

EVALUANDO LOS PUNTOS 1 Y 3 DE LA FIGURA

Siendo:

$$Q_1(\text{caudal 1}) = Q_3(\text{caudal 3}) = Q_4(\text{caudal 4}) = 0.1235 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$D_1(\text{diámetro interior 1}) = D_3(\text{diámetro interior 3}) = D_4(\text{diámetro interior 4}) \\ = 0.1936 \text{ pies}$$

Utilizando el mismo tamaño de tubería en los puntos 1,3 y 4, el área de sección transversal es la misma, y además circula el mismo caudal por los puntos; por ende las velocidades en los puntos 1, 3, y 4 son los mismos.

$$v_1(\text{velocidad 1}) = v_3(\text{velocidad 3}) = v_4(\text{velocidad 4}) = 4.1993 \text{ pies/s}$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS, N_{Re}

Según Foust, A.S., Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L. Andersen, L.B. (1989) (p.555)

$$N_{Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Ec. (6.112)}$$

N_{Re} : Número de Reynolds

D: Diámetro interno, pies

v: Velocidad del fluido, pies/s

ρ : Densidad, pies^3/s

μ : Viscosidad dinámica, lb/pie.h [120]

$$N_{Re} = \frac{0.1936 \times 4.1993 \times 115.7}{42.2774}$$

$$N_{Re} = 8009 > 4000 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$N_{Re} = 8 \times 10^3$$

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN (ΣF):

Según Foust, A.S., Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L. Andersen, L.B. (1989)
(p.555)

$$\Sigma F = f \cdot \frac{\Sigma L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g_c} \quad \text{Ec. (6.113)}$$

Donde:

ΣF : Fricción total del fluido, lbf.pie/lb

f: Factor de fricción

ΣL : Longitud equivalente total (accesorios más tubería recta), pies

D: Diámetro interno de la tubería, pies

v: Velocidad promedio del fluido, pies/s

g_c : Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120]

LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL, ΣL

Según la Tabla del Apéndice C-01 "Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales". [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

Largo de cañería recta, L = 194.7420plg = 16.2285 pies

Suposición: Longitud equivalente por accesorio es del 10% de la longitud recta.

Por la longitud equivalente total, ΣL

$$\Sigma L = 1.1 \times 16.2285 = 17.8514 \text{ pies}$$

Para un tubo de 1 1/4" de Acero Comercial.

Rugosidad relativa, $(\epsilon/D) = 0.0014$

Y con $N_{Re} = 8 \times 10^3$

El factor de fricción " f " se encuentra en la gráfica del Apéndice C-03 "Factor de fricción en función del número de Reynolds con la rugosidad relativa como parámetro" [Moody], sacada del libro "Principios de Operaciones Unitarias". Alan S. Foust.

$$f = 0.0344$$

La carga por pérdida de fricción, ΣF

$$\Sigma F = 0.0344 \times \frac{17.8514}{0.1936} \cdot \frac{4.1993^2}{2 \times 32.2} = 0.8686 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pies}}{\text{lb}} \text{ o } \text{pies}$$

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Según Gean Koplis, C.J. (2003) (p.77). La Ecuación de Bernoulli:

Tomando los puntos 1 y 3:

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + W_s + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

Donde:

z: Altura del nivel, pies

g: Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s

g_c : Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s²

v: Velocidad, pies/s

P: Presión, psia

W_s : Energía mecánica que la Bomba suministra al fluido (trabajo de flecha), lbf.pie/lb

En estos puntos 1 y 3, el $W_s = 0$, no hay trabajo de la Bomba [121]

$$\frac{z_1 \cdot g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{z_3 \cdot g}{g_c} + \frac{v_3^2}{2g_c} + \frac{P_3}{\rho} + \Sigma F \quad \text{Ec. (6.114)}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(z_1 - z_3) \cdot g}{2g_c} + \frac{(v_1^2 - v_3^2)}{2g_c} - \Sigma F \quad \text{Ec. (6.115)}$$

Área de sección transversal "a", ofrecida por el conjunto de canales de cada paso del Intercambiador de Placas elegido "Alfa Laval" del Tipo P13

$$A_1 = 0.2523 \text{ pies}^2$$

$$D_1 = 0.5667 \text{ pies}$$

$$v_1 = \frac{0.1235 \text{ pies}^3/\text{s}}{0.2523 \text{ pies}^2} = 0.490 \text{ pies/s}$$

Siendo:

$$z_1 = 7.6027 \text{ plg} = 0.6336 \text{ pies}$$

$$z_3 = 0 \text{ pies}$$

$$v_1 = 0.4896 \text{ pies/s}$$

$$v_3 = 4.1993 \text{ pies/s}$$

$$P_1 = 15.7 \text{ psia}$$

$$P_3 = ?$$

$$\rho = 115.7 \text{ lb/pie}^3$$

$$g = 32.2 \text{ pies/s}$$

$$g_c = 32.2 \text{ lb.pie/lbf.s}^2$$

$$\Sigma F = 0.8686 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = \frac{(0.6336 - 0) \times 32.2}{32.2} + \frac{(0.4896^2 - 4.1993^2)}{2 \times 32.2} - 0.8686$$

$$\frac{P_3 - P_1}{\rho} = -0.5052 \text{ lbf.pie/lb}$$

$$P_3 - P_1 = -0.5052 \text{ lbf} \cdot \frac{\text{pie}}{\text{lb}} \times 115.7 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = -58.45 \text{ lbf/pies}^2$$

$$P_3 - P_1 = -58.45 \text{ lbf/pies}^2 \times \frac{1 \text{ pies}^2}{144 \text{ plg}^2}$$

$$P_3 - P_1 = -0.41 \text{ lbf/plg}^2 \text{ o psia}$$

$$P_3 = -0.41 + 15.7 = 15.29 \text{ psia (Presión de succión)}$$

6.3.2.8.3. Caída de Presión en la Bomba

Según Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984) (p.1-09)

$$\Delta P = P_{descarga} - P_{succión} \quad \text{Ec. (6.117) [122]}$$

$$P_{descarga} = 24.28 \text{ psia}$$

$$P_{succión} = 15.29 \text{ psia}$$

Reemplazando datos, se tiene:

$$\Delta P = 24.28 \text{ psia} - 15.29 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 8.99 \text{ psia}$$

6.3.2.8.4. Cálculo del Head de la Bomba

Según Young Okiishi, M. (1999).(p.774)

$$H = \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.118)}$$

Donde:

H: Head, pies

P_d : Presión de descarga, psia

P_s : Presión de succión, psia

γ : Peso específico, lbf/pies³ [123]

$$\gamma = \rho \cdot g = \rho (\text{lb/pies}^3) \times 32.2 \text{ pies/s}$$

$$\gamma = \rho (\text{lb/pies}^3)$$

El peso específico es numéricamente igual a la densidad.

$$P_d = 24.28 \text{ psia}$$

$$P_s = 15.29 \text{ psia}$$

$$\gamma = 115.7 \text{ lb/pies}^3$$

$$H = \frac{(24.28 - 15.29) \times 144}{115.7} = 11.188 \text{ pies}$$

6.3.2.8.5. Cálculo de la Potencia de la Bomba

Según Moncada Albitres, L. (pp.45-46) y Young Okiishi, M. (1999) (p.774)

POTENCIA DESARROLLADA

Expresada en términos de caballos de potencia, Hp en el sistema ingles denominándose tradicionalmente se denomina fuerza o potencia hidráulica o caballaje de líquido (LHP)

$$LHP = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{550} \quad \text{Ec. (6.119)}$$

Sabiendo que Hp = 550 lbf.pies/s

Donde:

LHP: Caballaje de líquido o potencia hidráulica, Hp.

γ : Peso específico, lbf/pies³

Q: Caudal del líquido, pies³/s

H: Head, pies [123] [124]

$$\gamma = 115.7 \text{ lbf/pies}^3$$

$$Q = 0.1235 \text{ pies}^3/\text{s}$$

$$H = 11.188 \text{ pies}$$

$$LHP = \frac{115.7 \times 0.1235 \times 11.188}{550}$$

$$LHP = 0.29 \text{ Hp}$$

6.3.2.8.6. Cálculo de la Columna de Succión Positiva Neta

Según Young Okiishi, M. (1999) (p.776) y Foust, A.S., Wenzel, L.A., Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B. (1998) (p.592)

En ingles: $NPSH_A$: Net Positive Suction Head Available, pies

En español: $CANP_D$: Carga de Aspiración Neta Positiva Disponible, pies.

La carga de Aspiración Neta Positiva $CANP_D$ se define como la diferencia entre la carga estática en la entrada de succión y la carga correspondiente a la presión del vapor del líquido en la entrada de la bomba.

$$CANP_D = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{z_1 \cdot g}{g_c} - \Sigma F \right) - \frac{P_v}{\gamma} \quad \text{Ec. (6.120)}$$

Donde:

P_1 : Presión que actúa sobre la superficie del líquido en el interior del tanque de almacenamiento de ácido sulfúrico producto T-02, psia.

z_1 : Altura de la superficie del líquido encima de la línea central de la bomba en la entrada de succión, pies.

ΣF : Es la pérdida total por fricción en el sistema de tubería, pies.

P_v : Es la presión de vapor del líquido en la succión de la bomba, psia.

γ : Peso específico, lbf/pies³.

g : Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/s²

g_c : Constante de conversión fuerza-masa = 32.2 lb.pie/lbf.s² [120] y [123]

Siendo:

$$P_1 = 15.7 \text{ psia}$$

$$z_1 = 7.6027 \text{ plg} = 0.6336 \text{ pies}$$

$$\Sigma F = 0.8686 \text{ pies}$$

$$P_v = 0.000002259 \text{ psia}$$

$$\gamma = 115.7 \text{ lbf/ft}^3$$

$$CANP_D = \left(\frac{15.7 \times 144}{115.7} + \frac{0.6336 \times 32.2}{32.2} - 0.8686 \right) - \frac{0.000002259}{115.7}$$

$$CANP_D = 19.31 \text{ pies}$$

6.3.2.8.7. Resultados obtenidos

$$CANP_D = 19.31 \text{ pies}$$

$$Head = 11 \text{ pies}$$

$$LHP = 0.29 \text{ Hp}$$

$$P_{descarga} = 24.28 \text{ psia}$$

$$P_{succión} = 15.29 \text{ psia}$$

6.3.2.9. DISEÑO DEL TANQUE CIRCULADOR ÁCIDO SULFÚRICO T-01

6.3.2.9.1. Capacidad del tanque

Datos del fluido

Ácido Sulfúrico en solución AL 98% p/p:

Temperatura del Ácido de entrada=158°F=373°K

Cuadro 6.127: Composición del Ácido Sulfurico condensado

Componentes	lb/h	Xi	(Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(lbmol/h*Cp) BTU/h*°F
H ₂ SO _{4(l)} 98% p/p	50412.311	0.9000	149.253 8	35.6418	18334.5494
H ₂ O _(l)	1028.823	0.1000	75.5379	18.0385	1031.0209
TOTAL	51441.133	1.0000		Σ(n_i*Cp_i)=	19365.5703

Fuente: Las Autoras

Propiedades del ácido sulfúrico al 98% en peso

Presión de almacenamiento, P= 14.7 psia

T_{promedio}= 158°F

μ = 6.555 cP=15.8565 lb/pie.h

ρ = 114 lb/pie³

κ = 0.1058 BTU/h.pie.°F

Cp = 0.3453 BTU/lb.°F

Carga de calor (Q)

Según Albuquerque Fernandez, C.A., Diaz Bulnes, R. & Torres Muro, L.E. (1975) (p.254)

- Función: Retener el reflujo condensado de H₂SO₄, proveniente del Condensador WSA
- Operación: Continua
- Tiempo de residencia: 1/6 h = 10 min [129]

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. (6.109)}$$

Donde:

m = masa, lb/h

Q = caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ = densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga, $m = 51441.13 \text{ lb/h}$

$$Q = \frac{51441.13 \text{ lb/h}}{114 \text{ lb/pies}^3} = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h}$$

⇒ Volumen del líquido:

$$V_{\text{líquido}} = 451.24 \text{ pies}^3/\text{h} \times \frac{1}{6} \text{ h} = 75 \text{ pies}^3$$

⇒ Capacidad del Tanque:

El líquido ocupa el 80% de la capacidad del tanque.

$$V_{\text{tanque}} = \frac{75 \text{ pies}^3}{0.8} = 94 \text{ pies}^3$$

$$V_{\text{tanque}} = 94 \text{ pies}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{35.31 \text{ pies}^3} = 2.66 \text{ m}^3$$

Según la relación máxima H/D a la cual es probable el cumplimiento del API 650 válida para zonas de alta sismicidad.

La relación H/D, para tanques con diámetro menores de 18m:

Relación: $H/D = 0.5$

Donde:

H: Altura del Tanque.

D: Diámetro del Tanque

Se encuentra el Volúmen:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4} \quad \text{Ec. (6.169)}$$

Donde:

V: volúmen, pies³

D: Diámetro, pies

H: Altura, pies

De la relación, se tiene $H=0.5D$

Reemplazando se tiene:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot (0.5D)}{4}$$
$$D = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}} \quad \text{Ec. (6.170)}$$

Siendo:

V: $94 \text{ pies}^3 = 703 \text{ gal} = 17 \text{ Barriles (Bbls)}$

Se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \times 94 \text{pies}^3}{\pi}} = 6.21 \text{pies}$$

$H = 0.5D = 0.5 \times 6.21 \text{pies} = 3.10 \text{pies} = 37.26 \text{ plg} = 0.95 \text{ m}$

⇒ Altura del líquido, H':

$$H' = 0.8 \times 3.10 \text{pies} = 2.484 \text{ pies}$$

$$H' = 2.484 \text{ pies} \times \frac{12 \text{ plg}}{\text{pie}} = 29.80 \text{plg} = 0.76 \text{m}$$

6.3.2.9.2. Cálculo del espesor del tanque

6.3.2.9.2.1. Normas Aplicables

Se aplicará la norma API estándar 650 para Diseño de Tanques de Almacenamiento Atmosférico, cubre los requisitos mínimos para diseño, fabricación, instalación, materiales e inspección de tanques cilíndricos verticales sobre tierra, no refrigerados, en este caso de tope cerrado, construido con planchas de acero soldadas, para almacenar ácido sulfúrico concentrado al 98% en peso, donde la temperatura no excede de 500°F (260°C) y la presión manométrica de 2.5 psig (1700 mm de H₂O).

6.3.2.9.2.2. El Método de Cálculo utilizado para el el Diseño de la paredes del Tanque

En la sección 3.6.2.3 del Apéndice A del API 650 "Opcional para Tanques Pequeños", permite una alternativa de diseño de casco con una tensión admisible fijo de 145 MPa (21 000 lbf/in.2) y un factor de eficiencia conjunta de 0,85 o 0,70. Este diseño sólo podrá ser utilizado para tanques con cáscara espesores de menos de o igual a 12.5 mm (1/2 pulg).

$$S_d = 21000 \text{ lb/plg}^2$$

$$t_d = \frac{2.6D(H - 1)G}{E \cdot (21000)} + CA \quad \text{Ec. (6.171)}$$

6.3.2.9.3. Diseño del Casco

El espesor mínimo requerido de placas de concha será el mayor de los valores calculados por las siguientes fórmulas y el grosor de la cáscara no deberá ser inferior a la placa nominal espesor enumerados en 3.6.1.1:

Donde

t_d : Grosor del diseño del casco (pulgadas),

D: Diámetro nominal del tanque (ft) (véase 3.6.1.1),

H: Nivel de líquido de diseño (ft) (véase 3.6.3.2),

G: Gravedad específica del líquido a ser almacenado, como se especifica por el comprador,

E: Eficiencia conjunta, 1,0, 0,85 o 0,70 (véase la Tabla S-4),

CA: Tolerancia de corrosión (pulgadas), según lo especificado por el comprador (ver 3.3.2),

- **Corrosión Admisible (CA)**

El espesor adicional mínimo por corrosión es de 1.5 mm (0.06 plg) para las paredes. Generalmente se considera para techo y fondo. Esto se justifica, por el hecho de que la experiencia ha demostrado que la corrosión en esos miembros son del tipo localizada y pueden ser toleradas. Para servicios corrosivos es más económico utilizar protecciones anticorrosivas que incrementa la corrosión admisible.

- **Factor de Eficiencia (E)**

Se toma un factor de eficiencia de 0.70.

- **Diseño Del Casco**

De la sección 3.6.1.1 del API 650. El espesor requerido será el mayor del espesor de diseño del casco, incluyendo una tolerancia por corrosión, o el espesor del casco de la prueba hidrostática, pero el espesor del casco no deberá ser inferior a los siguientes:

Cuadro 6.128: Espesor nominal del plato según el diámetro nominal del tanque

Nominal Tank Diameter (See Note 1)		Nominal Plate Thickness (See Note 2)	
(m)	(ft)	(mm)	(in.)
< 15	< 50	5	$\frac{3}{16}$
15 to < 36	50 to < 120	6	$\frac{1}{4}$
36 to 60	120 to 200	8	$\frac{5}{16}$
> 60	> 200	10	$\frac{3}{8}$

Fuente: API 650

Siendo:

D = 6.21 pies

H = 3.10 pies

$$G = \frac{114 \text{ lb/pies}^3}{62.43 \text{ lb/pies}^3} = 1.83$$

$$E = 0.7$$

$$CA = \frac{1.5}{1000} \times 39.37 = 0.06 \text{ plg}$$

$$t_d = \frac{2.6 \times 6.21(3.10 - 1) \times 1.83}{0.7 \times (21000)} + 0.06 = 0.0633 \text{ plg}$$

Según el apartado 3.6.1.1 del API 650, para un diámetro nominal menor de 50 pies, el espesor nominal será 3/16 plg

Selección De Materiales

De la sección 2.2.2 del API 650, se eligió el tipo de material ASTM A 36 , debido que el ácido sulfúrico al 98% en peso es un producto corrosivo.

6.3.2.9.4. Tipo De Techo

- **Techo Fijo:** El ácido sulfúrico no es volátil y por lo tanto no sufre pérdidas por los venteos del tanque (respiración del tanque).
- **Autosoportado:** Los techos autoportantes son, en general para pequeños diámetros.
- **Cónico:** Los tanques de techo cónico son los recipientes más usados para el almacenamiento de los productos. Debido que son los más baratos y de diseño más simple.

6.3.2.9.5. Resultados

Cuadro 6.129: Resultado del Diseño del Tanque de Circulación de Acido Sulfurico T-01

PARÁMETROS	UNIDADES	RESULTADO
Tipo de Tanque		Vertical Atmosférico
Volúmen	Bbls	17
Material de construcción		ASTM A 36
Espesor de pared	Plg	3/16
Techo		Fijo cónico
Altura del Tanque	Pies	3.10
Diámetro del Tanque	Pies	6.21
Uso		Retener el reflujo condensado de H ₂ SO ₄ , proveniente del Condensador WSA

Fuente: Las Autoras

6.3.2.9.6. Acoplamientos

a. Salida del Tanque:

$$m = 51441.1333 \text{ lb/h} = 14.2892 \text{ lb/seg}$$

$$T = 158^{\circ}\text{F}$$

$$P = 14.7 \text{ psia (solución acuosa)}$$

$$\rho = 114 \text{ lb/pie}^3 \text{ (según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v \text{ (velocidad; pie/seg)} = 1/3 \times (D/2 + 4) \text{ (Succión de la bomba, D plg)} \quad \text{Ec. (6.58)}$$

$$A \text{ (área; pies}^2\text{)} : A = 0.00545 D^2 \quad \text{Ec. (6.55)}$$

$$D \text{ (diámetro; plg)} = 3.548 \text{ plg}$$

Cuadro 6.130: Iteracion para hallar el acoplamiento de salida del Tanque T-01

V=	1.894	1.925	1.960
A=	0.062	0.069	0.077
D=	3.364	3.548	3.760
m=	13.317	15.053	17.216
	3 1/2" CED 80S	3 1/2" CED 40S	3 1/2" CED 10S

Fuente: Las Autoras

Se especifica una tubería de 3 1/2" NPS, CED 40S

D_i (diámetro interno)= 3.548plg

D_o (diámetro exterior)= 4plg

E (espesor)= 0.226plg

6.3.2.10. DISEÑO DEL TANQUE DE CIRCULACIÓN DE ÁCIDO SULFÚRICO T-02

6.3.2.10.1. Calculando la capacidad del tanque

Datos del fluido

Ácido Sulfúrico en solución AL 98% p/p:

Temperatura del Ácido de entrada= 86°F=373°K

Cuadro 6.127: Composición del Acido Sulfurico condensado

Componentes	lb/h	X_i	(Cp) J/mol K	(Cp) BTU/lbmol°F	(lbmol/h*Cp) BTU/h*°F
H₂SO₄(l) 98% p/p	50412.311	0.9000	149.2538	35.6418	18334.5494
H₂O(l)	1028.823	0.1000	75.5379	18.0385	1031.0209
TOTAL	51441.133	1.0000		$\sum(n_i * Cp_i)=$	19365.5703

Fuente: Las Autoras

Propiedades del H₂SO₄ al 98% en peso

Presión de almacenamiento, P= 14.7 psia

T_{promedio} = 86°F

μ = 17.47 cP = 42.2599 lb/pie.h

ρ = 115.7 lb/pie³

κ = 0.1080 BTU/h.pie.°F

C_p = 0.3340 BTU/lb.°F

- **Carga del calor (Q)**

Según Albuquerque Fernandez, C.A., Diaz Bulnes, R. & Torres Muro, L.E. (1975) (p.254)

- Función: Almacenar el H₂SO₄ producido.
- Operación Continua:
- Tiempo de residencia: 8 h=480 min [129]

Según Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (p.180)

$$m = \rho \cdot Q \quad \text{Ec. (6.108)}$$

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad \text{Ec. (6.109)}$$

Donde:

m = masa, lb/h

Q = caudal de trabajo, pies/s o gpm.

ρ = densidad del fluido, lb/pies³ [102]

Siendo la masa en la descarga, $m = 51441.13 \text{ lb/h}$

$$Q = \frac{51441.13 \text{ lb/h}}{115.7 \text{ lb/pies}^3} = 444.61 \text{ pies}^3/\text{h}$$

Volumen del líquido:

$$V_{\text{líquido}} = 444.61 \text{ pies}^3/h \times 8h = 3557 \text{ pies}^3$$

Capacidad del Tanque:

El líquido ocupa el 80% de la capacidad del tanque.

$$V_{\text{tanque}} = \frac{3557 \text{ pies}^3}{0.8} = 4446 \text{ pies}^3$$

$$V_{\text{tanque}} = 4446 \text{ pies}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{35.31 \text{ pies}^3} = 126 \text{ m}^3$$

Según la relación máxima H/D a la cual es probable el cumplimiento del API 650 válida para zonas de alta sismicidad.

La relación H/D, para tanques con diámetro menores de 18m:

Relación: $H/D = 0.5$

Donde:

H: Altura del Tanque.

D: Diámetro del Tanque

Se encuentra el Volúmen:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4} \quad \text{Ec. (6.169)}$$

Donde:

V: volúmen, pies^3

D: Diámetro, pies

H: Altura, pies

De la relación, se tiene $H=0.5D$

Reemplazando se tiene:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot (0.5D)}{4}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}} \quad \text{Ec. (6.170)}$$

Siendo:

$$V = 4446 \text{ pies}^3 = 33267 \text{ gal} = 792 \text{ Barriles (Bbls)}$$

Se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \times 4446 \text{ pies}^3}{\pi}} = 22.45 \text{ pies}$$

$$H = 0.5D = 0.5 \times 22.45 \text{ pies} = 11.23 \text{ pies} = 134.73 \text{ plg} = 3.42 \text{ m}$$

Altura del líquido, H' :

$$H' = 0.8 \times 11.23 \text{ pies} = 8.982 \text{ pies}$$

$$H' = 8.982 \text{ pies} \times \frac{12 \text{ plg}}{\text{pie}} = 107.78 \text{ plg} = 2.74 \text{ m}$$

6.3.2.10.2. Cálculo del Espesor del Tanque

6.3.2.10.2.1. Normas Aplicables

Se aplicará la norma API estándar 650 para Diseño de Tanques de Almacenamiento Atmosférico, cubre los requisitos mínimos para diseño, fabricación, instalación, materiales e inspección de tanques cilíndricos verticales sobre tierra, no refrigerados, en este caso de tope cerrado, construido con planchas de acero soldadas, para almacenar ácido sulfúrico concentrado al 98% en peso, donde la temperatura no excede de 500°F (260°C) y la presión manométrica de 2.5 psig (1700 mm de H₂O).

6.3.2.10.2.2. El Método de Cálculo utilizado para el el Diseño de la paredes del Tanque

En la sección 3.6.2.3 del Apéndice A del API 650 "Opcional para Tanques Pequeños", permite una alternativa de diseño de casco con una tensión admisible fijo de 145 MPa (21 000 lbf/in.2) y un factor de eficiencia conjunta de 0,85 o 0,70. Este diseño sólo podrá ser utilizado para tanques con cáscara espesores de menos de o igual a 12.5 mm (1/2 pulg).

$$S_d = 21000 \text{ lb/plg}^2$$

$$t_d = \frac{2.6D(H-1)G}{E.(21000)} + CA \quad \text{Ec. (6.171)}$$

6.3.2.10.3. Diseño del Casco

El espesor mínimo requerido de placas de concha será el mayor de los valores calculados por las siguientes fórmulas y el grosor de la cáscara no deberá ser inferior a la placa nominal espesor enumerados en 3.6.1.1:

Donde

t_d : Grosor del diseño del casco (pulgadas),

D: Diámetro nominal del tanque (ft) (véase 3.6.1.1),

H: Nivel de líquido de diseño (ft) (véase 3.6.3.2),

G: Gravedad específica del líquido a ser almacenado, como se especifica por el comprador,

E: Eficiencia conjunta, 1,0, 0,85 o 0,70 (véase la Tabla S-4),

CA: Tolerancia de corrosión (pulgadas), según lo especificado por el comprador (ver 3.3.2),

Corrosión Admisible (CA)

El espesor adicional mínimo por corrosión es de 1.5 mm (0.06 plg) para las paredes. Generalmente se considera para techo y fondo. Esto se justifica, por el hecho de que la experiencia ha demostrado que la corrosión en esos miembros son del tipo localizada y pueden ser toleradas. Para servicios corrosivos es más económico utilizar protecciones anticorrosivas que incrementa la corrosión admisible.

Factor de Eficiencia (E)

Se toma un factor de eficiencia de 0.70.

Diseño Del Casco

De la sección 3.6.1.1 del API 650. El espesor requerido será el mayor del espesor de diseño del casco, incluyendo una tolerancia por corrosión, o el espesor del casco de la prueba hidrostática, pero el espesor del casco no deberá ser inferior a los siguientes:

Cuadro 6.128: Espesor nominal del plato según el diámetro nominal del tanque.

Nominal Tank Diameter (See Note 1)		Nominal Plate Thickness (See Note 2)	
(m)	(ft)	(mm)	(in.)
< 15	< 50	5	$\frac{3}{16}$
15 to < 36	50 to < 120	6	$\frac{1}{4}$
36 to 60	120 to 200	8	$\frac{5}{16}$
> 60	> 200	10	$\frac{3}{8}$

Fuente: API 650

Siendo:

$$D = 22.45 \text{ pies}$$

$$H = 11.23 \text{ pies}$$

$$G = \frac{115.7 \text{ lb/pies}^3}{62.43 \text{ lb/pies}^3} = 1.85$$

$$E = 0.7$$

$$CA = \frac{1.5}{1000} \times 39.37 = 0.06 \text{ plg}$$

$$t_a = \frac{2.6 \times 22.45(11.23 - 1) \times 1.85}{0.7 \times (21000)} + 0.06 = 0.1343 \text{ plg}$$

Según el apartado 3.6.1.1 del API 650, para un diámetro nominal menor de 50 pies, el espesor nominal será 3/16 plg

Selección De Materiales

De la sección 2.2.2 del API 650, se eligió el tipo de material ASTM A 36 , debido que el ácido sulfúrico al 98% en peso es un producto corrosivo.

6.3.2.10.4. Tipo De Techo

- **Techo Fijo:** El ácido sulfúrico no es volátil y por lo tanto no sufre pérdidas por los venteos del tanque (respiración del tanque).
- **Autosoportado:** Los techos autoportantes son, en general para pequeños diámetros.
- **Cónico:** Los tanques de techo cónico son los recipientes más usados para el almacenamiento de los productos. Debido que son los más baratos y de diseño más simple.

6.3.2.10.5. Resultados

Cuadro 6.131: Resultados del Diseño del Tanque de Almacenamiento de Acido Sulfurico T-02

Diseño del Tanque		
PARÁMETROS	UNIDADES	RESULTADO
Tipo de Tanque		Vertical Atmosférico
Volúmen	Bbls	792
Material de construcción		ASTM A 36
Espesor de pared	Plg	3/16
Techo		Fijo cónico
Altura del Tanque	Pies	22.45
Diámetro del Tanque	Pies	11.23
Uso		Almacenar el H ₂ SO ₄ producido.

Fuente: Las Autoras

6.3.2.10.6. Acoplamientos

a. Salida del Tanque:

$$m = 51441.1333 \text{ lb/h} = 14.2892 \text{ lb/s}$$

$$T = 86^\circ\text{F}$$

$$P = 14.7 \text{ psia (solución acuosa)}$$

$$\rho = 115.70 \text{ lb/pie}^3 \text{ (Según HYSYS vs. 7.0)}$$

$$m = (v)(A)(\rho) \quad \text{Ec. (6.56)}$$

$$v \text{ (velocidad; pie/seg)} = 1/3 \times (D/2 + 4) \text{ (Succión de la bomba, D plg)} \quad \text{Ec.(6.58)}$$

$$A \text{ (área; pies}^2\text{): } A = 0.00545D^2 \quad \text{Ec.(6.55)}$$

$$D \text{ (diámetro; plg)} = 2.323 \text{ plg}$$

Cuadro 6.132 Iteracion para hallar el acoplamiento de salida del Tanque T-02

V=	5.318	5.162	5.235
A=	0.038	0.029	0.033
D=	2.635	2.323	2.469
m=	23.281	17.563	20.121
	2 1/2" CED 10S	2 1/2" CED 80S	2 1/2" CED 40S

Fuente: Las Autoras

SE ESPECIFICA UNA TUBERÍA DE 2 1/2" NPS, CED 80S

D_i (diámetro interno) = 2.323plg

D_o (diámetro exterior) = 2.875plg

e (espesor) = 0.276plg

6.4. NOMENCLATURA

a: Área de sección transversal por el conjunto de canales de cada paso (pies^2)

a: Superficie externa por pie lineal ($\text{pies}^2/\text{pies}$)

a' : Área de sección transversal de un canal (pies^2)

A: Área (pies^2)

A: Factor función de las dimensiones del recipiente

A: Superficie total de intercambio (pies^2)

A_D : Área disponible o de diseño (pies^2)

A_{ij} : Valores de los coeficientes en i, j

A_L : Área para el paso del líquido (pies^2)

A, n: Coeficientes de regresión para compuestos químicos

A_o : Área provisional requerida (pies^2)

a_p : Área de superficie por unidad de volumen (m^2/m^3)

A_p : Área lateral de cada placa (pies^2)

API: American Petroleum Institute.

A_R : Área requerida por carcasa (pies^2)

ASME: Society of Mechanical Engineers

A_T : Área total de paso del recipiente (pies^2)

A_v : Área transversal al flujo de vapor (pies^2)

α : Mitad del ángulo en el vértice ($^\circ$)

b: Diámetro externo (plg)

b: Distancia entre placas (pies)

B: Factor

BHP: Potencia suministrada a la bomba o caballaje de freno (hp)

γ : Peso específico (lbf/pies³)

γ_l : Peso específico del líquido (lbf/pies³)

γ_g : Peso específica del gas (lbf/pies³)

C: Factor de diseño a la altura h

C: Sobreespesor de corrosión (plg)

C': Claro entre tubos (plg)

C_{A0} : Concentración entrante de la especie A (lbmol/pies³),

CANP: Carga de aspiración neta positiva (pies)

CANPD: Carga de aspiración neta positiva disponible (pies)

CANPR: Carga de aspiración neta positiva requerida (pies)

CD: Coeficiente de caída depende del número de Reynolds

Cp: Capacidad calorífica o calor específico (BTU/lbmol °F)

Cs: Coeficiente Eótico

Cs: Factor-C basado en el área de la sección superficial de la torre (pies/s)

C_{XY} : Parámetro de capacidad

D: Diámetro (mm o pies)

D_c : Diámetro externo total (plg)

D_e : Diámetro equivalente (pies)

D_i : Diámetro interno (plg)
 DIS : Diámetro interno de la carcasa (plg)
 $DIS1$: Ancho interno de la carcasa rectangular (plg)
 $DIS1$: Largo interno de la carcasa rectangular (plg)
 d_k : Diámetro exterior del calderín (plg)
 D_o : Diámetro externo (plg)
 DOT : Diámetro nominal de carcasa (plg)
 $DOT1$: Ancho nominal de carcasa rectangular (plg)
 $DOT1$: Largo nominal de carcasa rectangular (plg)
 DP : Diámetro de partícula (plg)
 d_0 : Diámetro exterior del tubo (plg)
 d_1 : Mitad de la distancia h_1 (plg)
 d_2 : Mitad de la distancia h_2 (plg)
 e : Espesor (plg)
 E : Eficiencia de soldadura
 E : Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño (Pa)
 $EsIA$: Estudio de Impacto Ambiental
 ΔE_k : Variación de la energía cinética (lbf.pie/lb)
 ΔE_p : Variación de energía potencial (lbf.pie/lb)
 ε : Grado de avance de la reacción (lbmol/h)
 ε : Factor de ajuste ($^{\circ}R$)

ϵ/D : Rugosidad relativa

f: Factor de fricción

F_A : Flujo del Ácido Sulfúrico (pies³/h)

F_{A0} : Velocidad de flujo molar alimentada de la especie A (lbmol/s)

F_B : Flujo del Agua (pies³/h)

F_p : Factor del empaque (pies⁻¹)

F_T : Factor de corrección de MLDT.

F_t : Factor térmico para intercambiadores de placas

F_v : Mayor Flujo o caudal total (pies³/h)

g: Aceleración de la gravedad (32.2 pies/s)

G: Gravedad específica del líquido

G: Velocidad másica (lb/h.pies²)

G: Velocidad superficial de masa del gas (lb/pies².h)

G': Velocidad del flujo másico del gas (lb/h)

G_{ÁCIDO}: Caudal del gas ácido (p.cu.CN/día)

g_c : Constante de conversión fuerza-masa (32.2 lb.pie/lbf.s²)

GHSV: ((volumen del gas en pies³ a T, P estándar)/hr)/(volumen del reactor, pies³)
= (SCFH del gas de alimentación/cuft)

Globales de GE: GE Global AssetProtectionServices

h : Distancia desde la línea de tangencia (plg)

h: Entalpía específica (BTU/lbmol)

H: Altura del tanque (pies)

H: Altura sobre el terreno (m)

H: Altura total exterior (pies)

H: Columna total o carga dinámica (pies)

H: Head (pies)

H': Altura del líquido del tanque (pies)

\hat{H} : Entalpía específica (BTU/lbmol)

h_A : Coeficiente De Película del ácido sulfúrico (BTU/h. pies². °F)

H_A : Entalpía de la salida de Gases ácidos por el tope de la columna de Desorción (BTU/lb)

$H_{absoluta}$: Humedad absoluta (lb H₂O/lb aire seco)

h_B : Coeficiente de película del agua $\left(\frac{BTU}{h} \cdot \text{pies}^2 \cdot ^\circ F\right)$

H/D: Relación de altura sobre diámetro del tanque

HETP': Altura equivalente a un plato teórico (pies)

\hat{H}_{cond} : Entalpía específica de condensación

H_{OG} : Altura de una transferencia en fase gas (pies)

H_{OL} : Altura de una transferencia en fase líquida (pies)

hp: Potencia desarrollada por la bomba (hp)

H_p : Entalpía a la salida de la columna de Desorción (BTU/lb)

H_R : Entalpía de la alimentación a la columna de Desorción (BTU/lb)

HTU: Número de unidades de transferencia para cada fluido

HTU_{Total} : Número de unidades de transferencia total

h_w : Altura de rebosadero (plg)

$\Delta\hat{H}$: Variación de la entalpía específica (BTU/lbmol)

ΔH_{cond} : Entalpía de condensación (BTU)

ΔH_{vap} : Entalpía de vaporización (BTU)

ΔH_f : Entalpía de formación (BTU/lbmol)

ΔH_r : Entalpía de reacción (BTU/lbmol)

h_1 : Distancia desde la línea de tangencia a la sección más baja (plg)

h_1 : Pestaña de la parte recta (plg)

h_2 : Flecha (plg)

h_2 : Longitud del recipiente incluyendo el faldón (plg)

K : Coeficiente de Souders-Brown (pies/s)

k : Factor eólico de esbeltez

K_p : Constante de equilibrio

k_v : Coeficiente de diseño del vapor para recipientes verticales

l : Carga específica del líquido (gal/min.pies²)

L : Longitud de los tubos (pies)

L : Longitud del recipiente (pies)

L : Radio interno de la corona (plg)

L : Velocidad superficial de masa del líquido (lb/pies².h)

L' : Velocidad del flujo másico del líquido (lb/h)

L/D : Relación de longitud a diámetro

LHP: Potencia desarrollada o caballaje de líquido (hp)

L_m : Velocidad del flujo molar del líquido (lbmol/h)

L_{pca} : Libra por pulgada al cuadrado (lb/plg²)

L/r : Razón de radio interno de la corona a radio interno del rebordeado

m : Coeficiente de de Tuberías, plataformas y escaleras para un diámetro exterior

m : Masa (lb/h)

M : Factor depende de la proporción L/r

M_a : Peso molecular del aire (lb/lb mol)

M_g : Peso molecular del gas (lb/lb mol)

M_i : Peso molecular del componente i en la mezcla (lb/lb mol)

MLDT: Media Logarítmica de la diferencia de temperatura (°F)

MMPCND: Caudal del gas (millones de pies³CN/día)

MVI: Momento de viento para el nivel de elevación I (lbf.plg)

MVII: Momento de viento para el nivel de elevación II (lbf.plg)

n : Número de moles (lbmol)

n : Numero de componente en la mezcla

n : Número de pasos en un intercambiador de placas

N_c : Número total de canales

n_G : Número de moles del gas (lbmol/h)

n_{GAR} : Número de moles del gas que debe ser removido (lbmol/h)

n_{GS} : Número de moles de gas seco (lbmol/h)

N_{OG} : Número de unidades globales de transferencia de gas

N_{OL} : Número de unidades de transferencia del líquido

n_p : Número de canales paralelos por paso

N_p : Número de placas térmicas

N_{Re} : Número de Reynolds.

N_s : Número de Carcasas

N_t : Número de etapas teóricas

N_t : Número de tubos en cada carcasa

N_T : Caudal de vapor (pies^3/s)

NTC : Número de tubos para disposición cuadrangular

NTU : Número de Unidades de Transferencia

p : Presiones parciales de los gases (psia)

P : Presión de diseño (psig)

P_{A_0} : Presión parcial entrante de la especie A (psia)

P_{ci} : Presión crítica (psia)

$p_{\text{cuCN/día}}$: $\text{pies}^3\text{CN/día}$

P_{descarga} : Presión de descarga (psia)

P_i : Polinomios de Legendre en i

P_j : Polinomios de Legendre en j

P_h : Presión Básica del viento (kgf/m^2)

P_0 : Presión global entrante (psia)}

P_O : Presión de operación (psig)

p/p: Porcentaje en peso (%)

ppmv: Partes por millón en volumen (mg/m^3)

P_r : Número de Prandtl

P_S : Presión de succión de la bomba (psia)

P_{scM} : Presión pseudocrítica de la mezcla (psia)

P_{sr} : Presión seudorreducidas.

$P_{succión}$: Presión de succión (psia)

P_T : Espaciado de los tubos "Pitch" (plg)

P_v : Presión de Diseño del viento (psi)

P_V : Presión de vapor del líquido en la succión de la bomba (psia)

ΔP : Caída de presión (psia)

ΔP_{flood} : Caída de presión de inundación (plg H_2O /pies)

Q : Caudal de Gas (MMPCND)

Q : Caudal de trabajo (pies^3/s o gpm)

Q : Flujo de calor intercambiado entre el fluido frío y el caliente (BTU/h).

Q_{GAR} : Caudal del gas que debe ser removido (MMPCND)

Q_{GT} : Calor de gas tratado (BTU/h)

Q_L : Caudal del líquido (pies^3/s)

Q_r : Calor de reacción (BTU/h)

r : Radio interno del rebordeado (plg)

R: Constante universal de los gases ideales

R: Radio Exterior (plg)

r_A : Resistencia a la incrustación para el ácido sulfúrico ($m^2 \text{ } ^\circ C/W$)

r_B : Resistencia a la incrustación para el agua ($m^2 \text{ } ^\circ C/W$)

R_o : Radio exterior (plg)

R y S: Factores para diseño de intercambiadores en función de la temperatura

s : Gravedad específica del líquido.

S: Área de la sección transversal ($pies^2$)

S: Tensión admisible del acero al carbono (psi)

SCFH: Pies cúbicos por hora ($pies^3$ a TPE/h)

SV: Velocidad espacial, GHSV ($pies^3$ a TPE/h. $pies^3$)

SV: Velocidad espacial, GHSV ($pies^3$ a TPE/h. $pies^3$)

T: Temperatura de diseño ($^\circ F$)

t_a : Espesor del aislante (plg)

t_a : Temperatura promedio para fluido frío ($^\circ F$)

T_a : Temperatura promedio para fluido caliente ($^\circ F$)

T_B : Temperatura en su punto de ebullición (K)

t_c : Espesor Corroído (plg)

T_c : Temperatura crítica ($^\circ R$)

t_{cuerpo} : Espesor del cuerpo del recipiente (plg)

t_d : Grosor del diseño del casco (plg)

TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association.

T_{ent} : Temperatura de entrada ($^{\circ}\text{F}$)

$t_{\text{fondo inferior}}$: Espesor del fondo inferior (plg)

$t_{\text{fondo superior}}$: Espesor del fondo superior (plg)

TMD: Toneladas métricas/día

t_{min} : Espesor mínimo requerido (plg)

T_O : Temperatura de operación ($^{\circ}\text{F}$)

TPE: Temperatura y Presión estándar.

T_{promedio} : Temperatura promedio

t_r : Espesor del recubrimiento del aislante (plg)

T_{sat} : Temperatura de salida ($^{\circ}\text{F}$)

T'_{scM} : Temperatura pseudocrítica de la mezcla ($^{\circ}\text{R}$)

T_{sr} : Temperatura seudorreducidas

Δt : Diferencia verdadera de Temperatura($^{\circ}\text{F}$)

ΔT : Delta de temperature ($^{\circ}\text{F}$)

T_1 : Temperatura de entrada ($^{\circ}\text{F}$)

T_2 : Temperatura de salida ($^{\circ}\text{F}$)

u : Velocidad superficial del gas (pies/s)

μ : Viscosidad dinámica o absoluta (lb/pie.h)

U : Coeficiente Global del intercambiador de calor (BTU/h.pie². $^{\circ}\text{F}$)

μ_L : Viscosidad del líquido (lb/pie.h)

U_{real} : Coeficiente total de transferencia de calor real ($\text{h.pies}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$)

U_{supuesto} : Coeficiente Total supuesto para diseño ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

μ_V : Viscosidad del vapor ($\text{lb}/\text{pie.h}$)

V : Velocidad de diseño hasta 10m de altura (km/h)

V : Velocidad de sedimentación (pies/s)

V : Volumen del reactor (pies^3)

V_c : Velocidad crítica del gas (pies/s)

V_h : Velocidad de diseño en la altura h (km/h)

V_L : Volumen del depósito en líquido (pies^3)

V_{liquido} : Volumen del líquido (pies^3)

u_0 : Velocidad de flujo volumétrico entrante a TPE (pies^3/h)

V_s : velocidad de succión de la bomba (pies/s)

V_{tanque} : Volumen del tanque (pies^3)

v/v : Porcentaje en volumen (%)

w : Ancho de cada placa (pies)

W : Moles de gas tratado que sale del absorbedor (lbmol/h)

W : Peso del catalizador (lb)

$W(\text{GA})$: Contenido total de agua en la mezcla gaseosa

W_L : Gasto del líquido (lb/s)

W_s : Energía mecánica o trabajo de flecha ($\text{lb.f.pie}/\text{lb}$)

W_V : Gasto de Vapor (lb/s)

v : Flujo/canal (pies^3/h)

v : velocidad (pies/min)

ν : Viscosidad cinemática del líquido en centistokes (cS)

ρ : Densidad (lb/pies^3)

ρ_{cat} : Densidad del catalizador (lb/pies^3)

ρ_L : Densidad del líquido (lb/pies^3)

ρ_v : Densidad del vapor (lb/pie^3)

Σ : Sumatoria

ΣF : Fricción total del fluido ($\text{lb}\cdot\text{pie}/\text{lb}$)

ΣF : Pérdida total por fricción en el sistema de tubería (pies)

ΣL : Longitud equivalente total (pies)

τ : Tiempo de Residencia (s)

τ_L : Tiempo de retención del líquido (s)

τ_{prom} : Tiempo de residencia promedio (s)

x : Espesor de la placa (pies)

X_i : Componente i en la mezcla, fracción molar del líquido.

y_{A_0} : Fracción molar entrante de la especie A

$Y(\text{CO}_2)W_c(\text{CO}_2)$: Contenido de agua en el dióxido de carbono en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

$Y(\text{H}_2\text{S})W_c(\text{H}_2\text{S})$: Contenido de agua en sulfuro de hidrógeno en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

Y_i : Componente i en la mezcla, fracción molar del gas.

$Y(HCS)W_c(HSC)$: Contenido de agua en el gas dulce en relación a la fracción molar del componente en la mezcla gaseosa.

z : Altura del nivel (pies)

Z : Factor de compresibilidad del gas.

Z_p : Altura total empacada (pies)

6.5. REFERENCIAS

- [95] Bánser S, C. (1996). *Correlaciones Numéricas P.V.T.* (pp.11-29). Maracaibo, Venezuela: Universidad del Zulia Instituto de Investigaciones Petroleras Fundación Laboratorio de Servicios Técnicos Petroleros. Recuperado de <http://www.oilproduction.net/cms/files/Correlaciones%20PVT-Carlos%20Banzer.pdf>
- [96] Pino Morales, F. *Endulzamiento del Gas Natural.* (pp.61-69). (Trabajo de investigación). Universidad de Oriente. Núcleo Monagas Escuela de Ingeniería de Petróleo, Venezuela. Recuperado de <http://carteleraelectronica.files.wordpress.com/2011/12/endulzamiento-de-gas-natural.pdf>
- [97] Sevas Educational Society. (2006). *Material Balance. Production of Sulfuric Acid.* Komatipalli, India: En Revista VIRTUALPRO. Recuperado de <http://www.revistavirtualpro.com/revista/index.php?ed=2007-08-01&pag=10>
- [98] XicoyAlmirall, B. (2009). *Introduction to Wet Sulfuric Acid Plants Optimization Through Exergoeconomics.* (p.19). (Tesis de Maestría). TU Berlin: Technische Universität Berlin, Alemania. Recuperado de http://www.google.com.pe/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBsQFjAA&url=http%3A%2F%2Fupcommons.upc.edu%2Fpfc%2Fbitstream%2F2099.1%2F9246%2F1%2Findex.pdf&ei=dbLAU56fPNe0yAS9n4HoCA&usg=AFQjCNGMfbRTIxW6uqu8OI5L7vPZitInsA&sig2=wQ0oDR_3GPq1UUXfRxFkrQ&bvm=bv.70810081.d.cWc
- [99] Rosenberg, H., Topsøe A/S, H., Lyngby & Denmark. (2006). *Topsoe Wet Gas Sulphuric Acid (WSA) Technology- An Attractive Alternative for Reduction of Sulphur Emissions from Furnaces and Converters.* (p.192). (International Platinum Conference "Platinum Surges Ahead"). The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. Recuperado de <http://es.scribd.com/doc/82277884/Topsoe-Wet-Gas-Sulphuric-Acid-WSA-Technology>
- [100] Walsh Perú S.A. (2010). *Estudio de Impacto Ambiental Modernización de Refinería Talara.* (p.R-18). Perú: Autor. Recuperado de <http://es.scribd.com/doc/135943785/22-EIA-Resumen-Ejecutivo-EIA>
- [101] Felder, R.M. & Rousseau, R.W. (2003). *Principios Elementales de los Procesos Químicos.* (pp.313-384). Tercera Edición. México: Limusa Wiley.

[102] Cengel, Y.A. & Boles, M.A. *Termodinámica*. (p.180). Segunda Edición. Tomo I. México: McGraw-Hill.

[103] Christensen, T. (2009). *WSA-DC-tecnologia TopsØe WSA de nova geração para gases commaiorteor de SO2e alta conversão*. En COBRAS 2009. [Diapositivas]. Florianópolis, Brazil: Haldor TopsØe H. Recuperado de http://www.clark-koch.com/cobras2009/download/terca/apresentacao_ter_02.pdf

[104] Kister, H.Z., Mathias, P.M., Steinmeyer, D.E., Penney, W.R., Crocker, B.B. & James R. F. (2008). *PERRY'S CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK*. Section 14. (pp.14-59, 14-62, 14-63, 14-65). 8 TH EDITION. EstadosUnidos: McGraw-Hill.

[105] Córdova Chablé, M. A., Gómez Villanueva, D., Tejeda Hernández, J.L. & Vega Flores, D. (2011). *Diseño Mecánico de una Torre Empacada con Diámetro de 60 pulgadas y 12 pies de Altura de Soldadura a Soldadura*. (p.52). (Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico). Instituto Politécnico Nacional Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Azcapotzalco, México D.F. Recuperado de <http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/10422/76.pdf?sequence=1>

[106] Vargas Marín, M. (2007). *Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno*. (Proyecto de fin de Carrera para optar el Título de Ingeniero Químico, Universidad de Cádiz). Memoria Descriptiva (pp. 6-60). Recuperado de <http://www.google.com.pe/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Frodin.uca.es%2Fxmlui%2Fbitstream%2Fhandle%2F10498%2F6504%2F33727260.pdf%3Fsequence%3D1&ei=YIKmUvPVGsylvQewgYGoDw&usg=AFQjCNEkRe3n167XoVTr9jsls2uwxPcMFg&sig2=g0lIKN4dyFt6Qjvzn84R1w>

[107] Norma Peruana E.020. Capítulo 3. Carga Viva. Artículo 12.- Cargas Debidas al Viento. Recuperado de http://www.construccion.org.pe/normas/rne2011/rne2006/files/titulo3/02_E/RNE2006_E_020.pdf

[108] Calle Cabrera, M. (2011). *Diseño de un Absorbedor para la eliminación de Ácido Sulfhídrico de una Corriente Gaseosa Procedente de la Torre de Vacío de la Refinería Gibraltar-San Roque*. (pp.19-21, 36-38). (Proyectos de fin de carrera de Ingeniería

Química). UCA Universidad de Cádiz, España. Recuperado de <http://es.scribd.com/doc/128787532/para-diseno-de-absorbedor>

[109] ISOVER. Espesores Mínimos de Aislamiento. *Aislamiento Térmico de Equipos*. (p.53). [Folleto]. Recuperado de <http://www.isover-aislamiento-tecnico.es/var/technicalinsulationes/storage/original/application/5b7372bbf49929138e817b1e1673058f.pdf>

[110] Ulbrinox. Aluminio 1100. [Ficha Técnica]. Recuperado de <http://www.ulbrinox.com.mx/public/pdf/aluminio.pdf>

[111] Ludwig, E.E. (1997). *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*. (pp. 302-303, 343-345, 375). Volumen 2. Tercera Edición. Estados Unidos: GPP Gulf Professional Publishing.

[112] Walas, S.M. (1990). *Chemical Process Equipment Selection and Design*. (Rules of Thumb: Summary. p.xiv, xv, xvi, xviii). Kansas, Estados Unidos: Butterworth- Heinemann Series in Chemical Engineering.

[113] Rase, H.F., Barrow, M.H. & Holmes, J.R. (1988). *Ingeniería de Proyecto Para Plantas de Proceso*. (p.258). Décima impresión. México: CIA. Editorial Continental, S.A. de C.V.

[114] BelleraVilar, C., Fernández, E., Serna Cantero, A., Domènech Sellas, E. & López de León, L.R. (2010). *ESAACLE Planta de Producción de Acetaldehído*. (pp.11-61, 11-64). (Proyecto Final de Carrera Ingeniería Química). UAB. Universitat Autònoma de Barcelona. Escolad'Enginyeria, España. Recuperado de <http://es.scribd.com/doc/177466415/PFC-EsAAcle-v04>

[115] Vargas Marín, M. (2007). *Diseño de una Planta para la Regeneración de Aminas Mediante Columna de Relleno*. (Proyecto de fin de Carrera para optar el Título de Ingeniero Químico, Universidad de Cádiz). Memoria Descriptiva (p.76). Recuperado de <http://www.google.com.pe/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Frodin.uca.es%2Fxmlui%2Fbitstream%2Fhandle%2F10498%2F6504%2F33727260.pdf%3Fsequence%3D1&ei=YlKmUvPVGsylvkQewgYGoDw&usg=AFOjCNEkRe3nl67XoVTr9jsls2uwxPcMFg&sig2=g0lIKN4dyFt6Qjvzn84Rlw>

- [116] Walas, S.M. (1990). *Chemical Process Equipment Selection and Design*. (p.611). Kansas, Estados Unidos: Butterworth-Heinemann Series in Chemical Engineering.
- [117] Branan, C.R. (2000). *Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico*. (p.128). Segunda Edición. México: McGraw-Hill.
- [118] González Basadre, M., González Ortiz, V., Jordà Murria, J., Rigueiro Mesejo, A. & Tauste Bausili, A. (2007). *Planta de Producción de Ácido Acético*. (p.2). Volumen IV. (Proyecto Final de Carrera Ingeniería Química). UAB. Universitat Autònoma de Barcelona. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria, España. Recuperado de <http://ddd.uab.es/record/64805?ln=es>
- [119] Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984). *Cameron Hydraulic Data*. (p. 2-13). Sexta Edición. Estados Unidos: INGERSOLL-RAND.
- [120] Foust, A. S., Wenzel, L. A., Clump, C.W., Maus, L. & Bryce Andersen, L. (1998). *Principios de Operaciones Unitarias*. (pp.555, 592). Séptima Reimpresión. México: CECSA
- [121] Geankoplis, C.J. (2003). *Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*. (pp. 43, 47). Tercera Edición. México: CECSA.
- [122] Westaway, C.R. & Loomis, A.W. (1984). *Cameron Hydraulic Data*. (p. 1-09). Sexta Edición. Estados Unidos: INGERSOLL-RAND.
- [123] Munson, B.R., Young, D.F. & Okiishi, T.H. (1999). *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. (pp. 774, 776). México, D.F.: Limusa Wiley.
- [124] Moncada Albitres, L. *Diseño de Plantas de Procesos Químicos Bombas Compresores y Ventiladores*. (pp. 45-46). Trujillo, Perú: Universidad Nacional de Trujillo.
- [125] Ludwig, E.E. (1997). *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*. (p.72). Volumen 3. Tercera Edición. Estados Unidos: GPP Gulf Professional Publishing.
- [126] Castro Coronado, D.J. (1974). *Producción de Ácido Sulfúrico a partir de la Pirita de Tambogrande*. (p.64). (Tesis para optar el grado de Ingeniero Químico). Universidad Nacional de Trujillo, Perú.

[127] Peters, M.S., Timmerhaus, K.D. (1978). *Diñeño de Plantas y su Evaluaci3n Econ3mica para Ingenieros Qu3micos*. (p.583). Buenos Aires, Argentina: GEMINIS S.R.L.

[128] Sartori Est3vez, V. (2012). *Recuperaci3n de Energ3a en Proceso de Producci3n de 1cido Sulf3rico Planta de 1cido Sulf3rico Codelco Chile-Divisi3n Ventanas*. (pp.63, 67). (Proyecto para optar el t3tulo de Ingeniero Civil Qu3mico). Pontificia Universidad Cat3lica de Valpara3so, Chile. Recuperado de http://opac.ucv.cl/pucv_txt/pucv/Txt-1000/UCF1477_01.pdf

[129] Albuquerque Fern1ndez, C.A., Diaz Bulnes, R.& Torres Muro, L.E. (1975). *Proyecto de Instalaci3n de una Planta de Anhidrido Ft1lico*. (p.254). (Tesis para optar el grado de Bachiller en Ingenier3a Qu3mica). Universidad Nacional de Trujillo, Per3.